

Resum

L'objectiu del present projecte és realitzar l'estudi i el disseny d'una màquina agrícola per batre llegums, facilitant així el procés de collita a les explotacions petites i mitjanes d'aquest tipus de conreu. La màquina es dissenyarà per batre 1000 kg/h de gra. La principal funció de la màquina és la trillar les lleguminoses, separant així el gra de la palla per posteriorment realitzar una neteja per ventat.

Es realitzarà un estudi previ de mercat per tal de poder conèixer el consum i l'oferta en el camp de les màquines de batre llegums. Aquest estudi determinarà les prestacions amb les que es dissenyarà la màquina i la sèrie a fabricar.

Es cercarà informació sobre les normatives internacionals i es tindran en compte les mesures de seguretat corresponents i les consideracions mediambientals.





Sumari

RESUM	1
SUMARI	3
1. PREFACI	5
1.1. Origen del projecte	5
1.2. Motivació	5
2. INTRODUCCIÓ	6
2.1. Objectius del projecte	6
2.2. Abast del projecte	6
3. ESTUDI DE MERCAT	7
3.1. Anàlisi actual del conreu de llegums	7
3.2. Mecanització en el cultiu de les llegums	9
3.3. Introducció de la màquina dins el mercat	10
4. CARACTERÍSTIQUES DEL CULTIU I LA RECOL·LECCIÓ	12
4.1. Característiques del cultiu	12
4.2. Característiques de la recol·lecció	12
4.2.1. Recol·lecció manual	13
4.2.2. Recol·lecció mitjançant trilladora estacionària	13
4.2.3. Recol·lectora integral o combinada	13
5. JUSTIFICACIÓ I ALTERNATIVES DE LA SOLUCIÓ ESCOLLIDA	14
5.1. Sistema d'alimentació	14
5.2. Sistema de trilla	14
5.2.1. Cilindre i còncav de tipus transversals	14
5.2.2. Cilindre i còncav de tipus axials	16
5.2.3. Sistemes per colpeix i xoc	17
5.3. Sistema de neteja	18
5.4. Sistema de transmissió de potència	19
6. DISSENY DE LA MÀQUINA	22
6.1. Sistema d'alimentació	22
6.2. Sistema de trilla	23
6.2.1. Paràmetres d'operació en el sistema de trillat transversal	23
6.2.2. Determinació de la força necessària per obrir una tavella	25
6.2.3. Caracterització del material a trillar	28



6.2.4.	Disseny del cilindre	30
6.2.5.	Disseny del còncau	32
6.2.6.	Potència necessària de trilla	34
6.3.	Sistema de crivellat	39
6.3.1.	Disseny dels garbells	39
6.3.2.	Modelització cinemàtica i accionament dels garbells oscil·lants.....	42
6.3.3.	Potència necessària de crivellat.....	44
6.4.	Sistema de ventilació	46
6.4.1.	Propietats físiques de l'aire	47
6.4.2.	Determinació de la velocitat i el cabal d'aire necessari	47
6.4.3.	Modelització teòrica de pèrdues de càrrega amb partícules suspeses	51
6.4.4.	Càlcul de la pressió necessària del ventilador	55
6.4.5.	Paràmetres de funcionament del ventilador seleccionat	57
6.5.	Selecció de l'arbre Cardan.....	58
7.	ASPECTES DE SEGURETAT I MEDIAMBIENTALS	61
7.1.	Consideracions de seguretat	61
7.2.	Consideracions mediambientals	62
8.	CONCLUSIONS	63
9.	AGRAÏMENTS	64
10.	BIBLIOGRAFIA	65
	Referències bibliogràfiques	65
	Bibliografia complementària	66



1. Prefaci

1.1. Origen del projecte

El present projecte neix del contacte que he tingut durant molts anys amb el sector agrícola per raons estrictament familiars. El fet de tenir accés directe al conreu de la mongeta del ganxet i de disposar d'una màquina artesana ja construïda que serveix de punt de partida en el disseny em van fer decidir realitzar-lo. A partir d'aquesta experiència personal es realitza el nou disseny millorat i optimitzat de la màquina existent.

1.2. Motivació

El fet de poder estudiar en profunditat aquest tipus de màquines i realitzar-ne un estudi detallat, per tal d'aportar així noves solucions o idees en el sector de la maquinaria agrícola, potenciant el sector agrícola en la mesura del possible.



2. Introducció

2.1. Objectius del projecte

L'objectiu del present projecte és el disseny i estudi en profunditat d'una màquina agrícola de batre llegums accionada per tractor, que presenti unes característiques millorades i el més optimitzades possibles a partir de la informació ja existent d'aquest tipus de màquines, per tal d'aconseguir, en la mesura del possible, una major eficiència i realitzar-ne un estudi el més detallat possible de cadascuna de les parts principals.

2.2. Abast del projecte

La màquina estarà pensada per a les petites i mitjanes explotacions agrícoles, i serà dissenyada doncs, pensant en que seran molt poques les unitats que se'n introduiran al mercat. Aquest fet en determinarà el seu disseny i es fabricarà a partir de components de sèrie, xapes i perfils per tal d'abaratir-ne el seu cost i fer-la el més accessible possible per als petits empresaris agrícoles.

D'altra banda es realitzarà un estudi el més detallat possible de cada element principal de la màquina, aportant una ampla documentació existent i complimentant-la amb una càrrega teòrica important en els camps de la mecànica, dels fluids i la experimentació científica, sempre tant necessaris en el disseny i caracterització de nous prototips.

Finalment, cal afegir que en el desenvolupament de tot el projecte es realitzaran hipòtesis i es crearan models degut a les limitacions de tot projecte final de carrera, però aquests intentaran ajustar-se el més fidelment possible a la realitat, esperant que puguin ser emprats en altres aplicacions de l'enginyeria.



3. Estudi de mercat

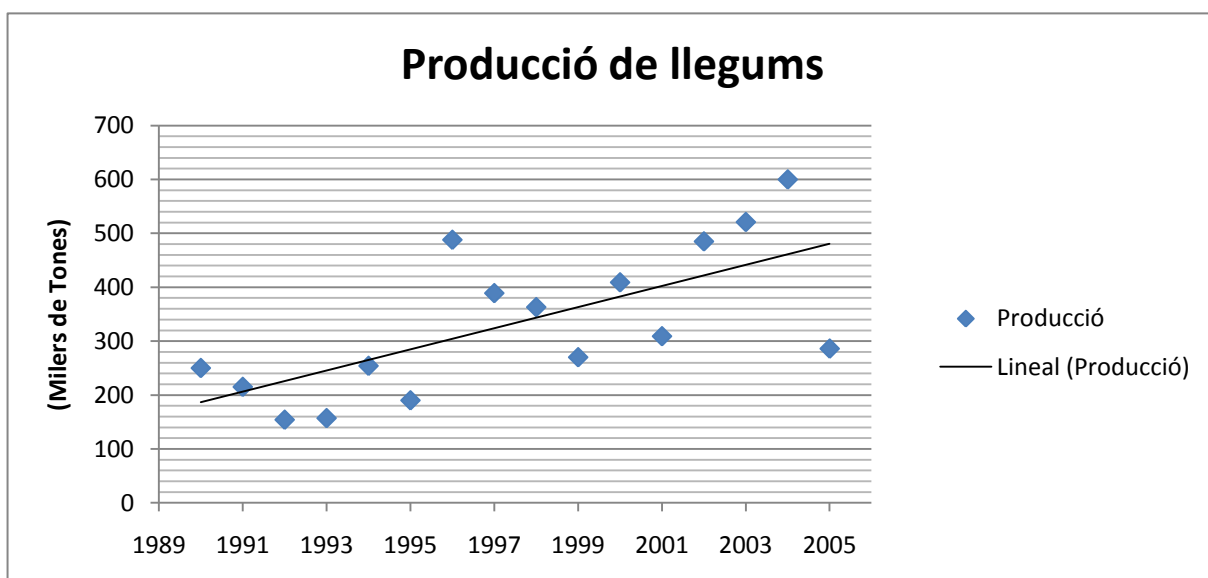
En aquest punt s'analitzen els aspectes socials i econòmics del sector agrícola de les lleguminoses a Espanya, país en el qual pretén obrir mercat el present projecte. Aquest estudi previ és de vital importància, ja que permet definir els paràmetres de disseny i les especificacions que haurà d'acomplir la màquina, així com el seu posicionament dins del mercat, tenint en consideració que aquesta està pensada per a les petites explotacions agrícoles.

3.1. Anàlisi actual del conreu de llegums

Les dades presentades a continuació s'han extret del "Instituto Nacional de Estadística" (INE), organisme oficial espanyol d'estadística creat el 1856. Així doncs, es consideren del tot fiables, objectives i prou representatives per realitzar l'estudi.

Per tal d'estudiar les possibilitats de la màquina dins del mercat espanyol, s'han analitzat les dades de produccions, de preus i de superfícies conreades de lleguminoses, essent aquests tres indicadors molt representatius sobre la tendència i l'evolució d'aquest tipus de conreu.

Prenent com a dades les produccions totals anuals de lleguminoses a Espanya des de l'any 1990 fins al 2005 es realitza el següent gràfic per determinar quina és la tendència d'aquest cultiu.



Gràfic 3.1. Evolució de la producció de lleguminoses en el conjunt espanyol



Com es pot observar, les produccions mostren molta variabilitat depenent de l'any, la qual pot ser deguda a múltiples factors com la climatologia, la rendibilitat del cultiu, etc. Analitzant les dades i no considerant com a representatiu l'any 2005, en el qual hi va haver una forta sequera, es pot veure que la tendència en la producció de lleguminoses és a l'alça.

D'altra banda, tenint present que la màquina està pensada per a les petites explotacions agrícoles de l'estat espanyol, cal realitzar un estudi exhaustiu sobre la superfície conreada de lleguminoses per a gra i la seva repartició. En aquest sentit, la variable objecte d'estudi que aporta més informació és la superfície agrícola útil o SAU de les explotacions en hectàrees. Les dades disponibles més recents són del 2003 i del 2005 i queden tabulades a continuació.

Explotacions amb SAU (Ha)	Nº Explotacions		Hectàrees	
	2003	2005	2003	2005
<1	1314	512	105	75
1 a < 2	5530	3264	790	450
2 a < 5	9319	8546	5162	7450
5 a < 10	7691	6566	15308	10624
10 a < 20	8753	7967	24274	31507
20 a < 30	5685	5130	26995	19837
30 a < 50	5962	4411	39270	32328
50 a < 100	7564	7554	83137	89667
≥ 100	10609	10270	296590	300891
Total	62427	54220	491631	412725

Taula 3.1. Classificació segons la superfície agrícola utilitzada

Comparant les dades dels dos anys caldria pensar que el nombre d'explotacions i el nombre d'hectàrees conreades per lleguminoses segueix una tendència a la baixa, però cal tenir present la sequera soferta l'any 2005, la qual va suposar una disminució en la superfície conreada. De totes maneres, es pot observar que les proporcions d'explotacions i d'hectàrees en la repartició dels conreus segons la SAU es mantenen dins uns marges prou representatius. S'estima doncs, que la tendència serà semblant a la de l'any 2003 mantenint-se igual o augmentant lleugerament degut al increment de producció previst.

Un altre indicador important que cal considerar a l'hora de valorar les possibilitats de la màquina dins el sector és l'evolució dels preus de les lleguminoses aquests darrers anys. En la següent taula es pot observar la tendència dels preus prenent com a base l'any 2000.



Any base 2000 = 100	2001	2002	2003	2004	2005	2006
Lleguminoses gra	105,73	98,19	92,31	88,89	94,79	101,10

Taula 3.2. Evolució del preu de les lleguminoses

Malgrat els preus van mostrar una lleugera davallada a partir de l'any 2002 es pot observar que la tendència torna a ser alcista des de l'any 2005. Un augment dels preus en les lleguminoses pot generar un major volum de cultiu en els anys posteriors, degut a les majors expectatives de benefici per part dels agricultors. Aquest fet generaria un augment de les necessitats que cobreix la present màquina objecte d'estudi.

3.2. Mecanització en el cultiu de les llegums

Les dades estudiades en el present apartat han estat extretes del "Ministerio de Agricultura y Pesca" (MAPA), essent del tot objectives i fiables. El MAPA és el departament de l'Administració General de l'Estat encarregat de la proposta i execució de les directrius generals del Govern sobre la política agrària, pesquera i alimentària.

Tant la maquinària nova com les transferències entre agricultors, així com la incorporació d'altres màquines a l'agricultura, es comptabilitza a través dels "Registros Oficiales de Maquinaria Agrícola" (ROMA). Aquests registres estan ubicats en tots els Serveis Provincials i depenen de les Consergeries d'Agricultura de les Comunitats Autònomes. La seva actuació està regulada en l'Ordenança del 28 de maig de 1987 del MAPA.

D'acord amb l'Ordenança citada, les inscripcions en els Registres Provincials de Maquinària Agrícola, són obligatòries per a determinades màquines. Aquestes es poden diferenciar en quatre grans grups:

- Tractors de rodes, de qualsevol tipus, potència i pes i remolcs agrícoles amb un pes màxim autoritzat superior als 750 Kg.
- Tractors de cadenes, motocultors, portadores i màquines agrícoles automotrius.
- Màquines agrícoles arrossegades amb un pes màxim autoritzat superior als 750 Kg.
- Màquines agrícoles no incloses en els apartats anteriors, per a l'adquisició de les quals s'hagi hagut de sol·licitar un crèdit o subvenció oficial, i aquelles altres que determini el MAPA.

Dins d'aquests quatre grups ben diferenciats segons el MAPA, hi ha dos grans tipus de màquines que controlen el mercat del batut de lleguminoses, les màquines estacionàries i les automotrius.



Les màquines estacionàries estan pensades per a les petites o mitjanes explotacions agràries. Són màquines arrossegades pel tractor però en condicions de funcionament romanen estàtiques i són els propis operaris els encarregats d'introduir la lleguminosa. Solen ser accionades aprofitant la potència transmesa per la toma de força del tractor o mitjançant un motor. El mercat està dominat per petites empreses dedicades a la seva fabricació de manera més o menys artesana.

Les màquines automotrius estan pensades per a les grans explotacions, ja que per les seves característiques, realitzen els processos de batut al mateix temps que avancen per la superfície de conreu. El mercat d'aquest tipus de màquines està dominat per les grans multinacionals com la John Deere, la New Holland, la Case IH, etc.

Finalment, degut a l'estreta relació de les màquines estacionàries amb el tractor, s'analitza com es distribueixen aquests a Espanya. Segons dades oficials del MAPA, el parc nacional de tractors és de 980.807 unitats, de les quals 143.711 es consideren en desús. La seva distribució segons l'antiguitat i la superfície que exploten es mostra en la Taula 3.3.

Anys	0-5 Ha	6-10 Ha	11-20 Ha	21-50 Ha	51-100 Ha	101-200 Ha	201-500 Ha	501- 1000 Ha	>1000 Ha
< 5	18,0%	11,9%	18,8%	21,7%	11,9%	9,1%	6,1%	2,2%	0,2%
6 a 10	21,0%	12,7%	19,6%	23,3%	10,4%	7,1%	3,9%	1,6%	0,5%
11 a 15	20,4%	12,8%	23,5%	22,7%	11,0%	6,8%	2,9%	0,0%	0,0%
16 a 20	21,1%	15,4%	22,5%	21,8%	10,8%	5,9%	2,2%	0,2%	0,0%
>20	33,8%	20,1%	17,8%	14,4%	7,5%	3,8%	2,6%	0,1%	0,0%
Total	25,5%	15,9%	19,7%	19,2%	9,6%	5,9%	3,4%	0,7%	0,1%

Taula 3.3. Distribució dels tractors segons antiguitat i superfície total d'explotació

Com s'observa, la distribució de la majoria dels tractors de l'estat es concentra en les petites i mitjanes explotacions, el 80,3% dels quals queden englobats en les explotacions de 0 a 50 Ha. D'aquest fet es important extrapolar que la major part dels agricultors de l'estat actualment es troben ubicats en els conreus de poques hectàrees.

3.3. Introducció de la màquina dins el mercat

Per a la correcta introducció de la màquina dins el mercat i per a un bon èxit de vendes és de vital importància tenir ben present la situació actual del conreu de lleguminoses i de la seva mecanització, aspectes comentats anteriorment. En aquest sentit cal tenir molt present la competència i les àrees abraçades per aquesta.



La major part del mercat està dominat actualment per a les grans multinacionals agrícoles, que amb les seves màquines de batre autopropulsades són capaces de recol·lectar grans quantitats de gra de superfícies de conreu extenses. Els seus anys d'experiència en el sector les ha consolidades arreu del món fent molt difícil el seu desbancament.

Tenint present que és molt difícil introduir-se en un mercat monopolitzat per a grans empreses multinacionals, es considera l'alternativa de dissenyar la màquina de la manera més senzilla, més econòmica i eficient, fent-la així atractiva per als petits agricultors. Fent una previsió optimista es considera que la màquina pot ser usada per a les explotacions agrícoles de fins a 20 hectàrees, on en la majoria dels casos la superfície de conreu es troba ocupada també per altres cultius diferents de les llegums. D'altra banda cal tenir present que per a aquesta grandària de SAU és on hi ha un nombre més elevat de tractors, podent pensar així una màquina senzilla que aprofitarà l'accionament de la toma de força del tractor.

Per tal de fer una previsió del número d'unitats a vendre s'empren les dades recopilades de l'INE, les quals han estat exposades anteriorment. Les dades més representatives de les que es disposa són les de l'any 2003. El nombre total d'hectàrees conreades fou de 491.631 Ha i la producció total fou de 521.000 tones. D'aquesta manera es considera un rendiment mitjà del conreu de 1060 Kg/Ha i es determinen les produccions i les superfícies per les explotacions amb SAU menor a 20 hectàrees.

Dades any 2003	Superfície total conreada (Ha)	Producció total equivalent (Tm)
SAU < 20 Ha	45.639	48.377

Taula 3.4. Distribució de la producció i la superfície per a conreus de SAU < 20 Ha

Considerant que la màquina està plantejada per a batre 1000 kg/h de gra, que aquesta treballarà en un període tan sols estacional de 3 mesos (durada aproximada del procés de recol·lecció) i que el seu funcionament serà de 8 hores diàries obtenim que aquesta pot batre aproximadament 72000 kg/any.

Cal tenir present que actualment ja hi ha màquines de característiques semblants funcionant, la majoria de les quals són construïdes artesanalment i, per aquest motiu, no apareixen registrades al ROMA. Es planteja com a primera aproximació que la màquina del present projecte s'introduirà per resoldre les necessitats del 5% de la producció anual estimada. El nombre de màquines que es pretén vendre serà doncs d'unes 30 unitats.



4. Característiques del cultiu i la recol·lecció

En aquest punt es descriu de manera breu quines són les característiques del cultiu i de la seva recol·lecció, per tal d'entendre, d'una manera més clara, quines són les necessitats que la màquina del present projecte ha de resoldre.

4.1. Característiques del cultiu

Les lleguminoses són plantes els fruits de les quals tenen forma de beina, i a les seves llavors se'ls anomena llegums. Conjuntament amb els cereals i algunes fruites, han sigut la base principal de l'alimentació humana durant mil·lennis, essent l'ús de les lleguminoses, en les seves múltiples formes un company inseparable en l'evolució de l'home.

El nombre d'espècies conegudes de la família és d'unes 20.000, però potser les més conegudes són les faves, les mongetes, les llenties i el cigrons, entre algunes d'altres. Cada espècie té unes característiques pròpies, amb diferents alçades, grandàries i formes; però la característica de les beines és intrínseca en totes elles.

La collita es realitza quan les plantes estan completament seques, procés que es pot accelerar tallant les plantes per la base de l'arrel. Just en aquest moment les plantes solen ésser apilonades per tal de realitzar la trilla manual o mecànica mitjançant desgranadores. Aquest procés d'apilonament no es realitza si el procés de trilla es fa mitjançant les màquines combinades.

A mesura que el gra madura a la planta, aquest va perdent aigua o humitat adquirint una constitució sòlida. Quan el gra ha arribat a la completa maduració es diu que està sec, tot i que sempre queda un petit grau d'humitat, propi del gra, i varia segons el tipus de llegum. Aquests canvis d'humitat en el gra són els que determinen els moments òptims de trilla, considerant que la humitat és adequada quan assegura una bona trilla, un bon desgranament amb pèrdues mínimes per ruptura i una bona qualitat del producte.

4.2. Característiques de la recol·lecció

Els diferents tipus de processos de recol·lecció estan estrictament relacionats amb la grandària de l'explotació. Actualment hi ha tres tipus de recol·lecció de lleguminoses ben diferenciats depenent del grau de mecanització. Aquests tipus són la recol·lecció manual, la recol·lecció mitjançant trilladora i la recol·lecció realitzada mitjançant les màquines autopropulsades o combinades.



4.2.1. Recol·lecció manual

Aquest procés de trilla és molt rudimentari i només té sentit per a explotacions molt petites. Consisteix en separar el gra de la palla mitjançant forques o bastons amb els quals es colpegen les plantes o desgranant les beines amb les mans una a una. Un cop s'ha recollit el gra cal ventar-lo o garbellar-lo de manera manual per tal de separar petites impureses com pot ser la palla, partícules de sorra, etc. Òbviament, aquest tipus de recol·lecció és feixuga, costosa en mà d'obra i temps i molt poc eficient.

4.2.2. Recol·lecció mitjançant trilladora estacionària

Les trilladores són màquines que separen el gra o llavor de l'espiga per l'acció simultània de la fricció, fregament i xoc produïts per la velocitat de rotació d'un cilindre trillador contra una làmina corba anomenada còncav. Els primers intents de construir una trilladora es van realitzar en el segle XVIII i, sembla ser que fou a Escòcia en es van verificar aquestes proves. L'any 1840 ja hi havia fàbriques de trilladores de certa importància als Estats Units.

Les operacions que realitza una trilladora són la trilla o separació del gra de l'espiga, la separació del gra de la palla i la neteja del gra o separació de les beines, pols i llavors estranyes. Ja que les trilladores són màquines estacionàries, els operaris han d'introduir les plantes per la tremuja obtenint finalment gra i palla de manera separada.

Aquest tipus de recol·lecció està pensada per a les petites o mitjanes explotacions i presenta avantatges com poden ser la disminució dels costos, la reducció de la mà d'obra i reducció del temps de recol·lecció.

4.2.3. Recol·lectora integral o combinada

La recol·lectora integral o combinada realitza una multiplicitat d'accions simultàniament (sega, trilla, ventat i classificació de llavors), estalviant una quantitat molt gran de mà d'obra. En el segle passat, la sembra a mà i la recol·lecció d'una hectàrea de cultiu podia suposar una feina d'unes 1.400 hores de mà d'obra, mentre que actualment en les grans explotacions tota la feina es realitza únicament amb 5 o 10 hores per hectàrea [1].

La recol·lectora combinada, en la seva llarga evolució, compta amb més de cent anys d'existència, apareixent en primer lloc a l'oest americà (concretament a Califòrnia) i a Austràlia. Les primeres recol·lectores estaven accionades a partir de la roda del terra i eren estirades per grans troncs d'animals o per a tractors de vapor. Les recol·lectores accionades per el tractor de vapor es van introduir cap al 1890. La recol·lectora autopropulsada es va introduir comercialment als Estats Units l'any 1938 [1]. A Espanya, les combinades autopropulsades actualment estan especialitzades en la recol·lecció dels cereals, però poden recol·lectar pràcticament la totalitat de grans com el gira-sol, colza, soja, llegums, etc.



5. Justificació i alternatives de la solució escollida

Per tal de realitzar un bon disseny de la màquina és necessari estudiar cadascun dels elements que la componen i estudiar-ne les alternatives d'una manera general. Per tant, s'analitzen les últimes tendències en màquines de batre, prenent com a referència els elements de disseny de les recol·lectores integrals i trilladores estacionàries actuals.

5.1. Sistema d'alimentació

El sistema d'alimentació és l'encarregat de subministrar les plantes al sistema de trilla. Està format, en el cas de les trilladores estacionàries, per la tremuja, la qual ha de permetre que s'hi pugui introduir amb facilitat el material i que, per gravetat, aquest caigui al cilindre desgranador.

Les màquines autopropulsades disposen d'un mecanisme sens fi, el qual transporta les plantes tallades cap a l'embocador. Per a fer-ho s'usa un cilindre amb dits retràctils ajustables, que al rotar agafa el material i l'introdueix de manera regular. Aquest sistema permet alimentar grans quantitats de plantes. En les trilladores estacionàries aquest sistema no és necessari.

Tenint present que la màquina està pensada per a les petites explotacions, per senzillesa en el disseny i pel seu baix cost es decideix emprar el sistema de tremuja.

5.2. Sistema de trilla

Aquest sistema és l'encarregat de realitzar la separació del gra de l'espiga o beina mitjançant l'acció d'un sistema de cilindre (giratori) i un còncav (estàtic) o mitjançant elements que colpegen i realitzen la separació per xoc [2]. Els sistemes cilindre i còncav es diferencien entre axials o transversals segons la manera de batre.

5.2.1. Cilindre i còncav de tipus transversals

Aquest tipus de mecanisme consisteix en un cilindre circular giratori i un còncav fix que pot pivotar entre dos dels seus extrems. És el sistema més utilitzat en trilladores estacionàries i màquines de batre integrals. En aquest procés es sol separar el 90% dels grans per acció de la força centrífuga. La distància entre el rotor i el còncav es pot variar mitjançant cargols de pas fi situats a l'extrem oposat dels punts de pivotat, assegurant així el batut de tots els tipus de plantes. Actualment existeixen bàsicament tres tipus ben diferenciats de cilindres i còncavs transversals [1]. A continuació es descriuen cadascun d'ells:



- **De dents o dits:** és conegut també amb el nom de cilindre americà. Estan constituïts per una sèrie de dents o dits rígids d'acer fixats al cilindre, els quals passen per entre els dits fixes del còncav. El procés de trilla es produeix al passar el material entre les dents i per l'acció agressiva d'aquest mecanisme [1]. Aquest sistema tritura i estripa el material en comptes de friccionar-lo, la qual cosa fa que gastí més potència i sigui més agressiu que altres cilindres. Aquest sistema és eficaç per tots els tipus de grans, però actualment s'empra sobretot pels cultius de soja i arròs.

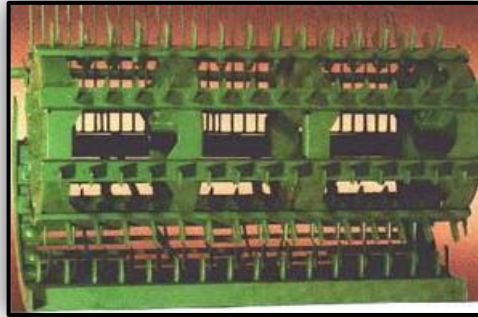


Fig. 5.1. Cilindre de dents o dits [5]

- **De barres:** és el que més s'utilitza i és el tipus anomenat europeu. Està constituït per 6 o 8 barres d'acer, paral·leles a l'eix del cilindre, que presenten una forma exterior arrodonida i coberta d'estries obliqües, de manera que dues barres successives presenten estries en sentit oposat. La trilla es produeix per la fricció a la que és sotmès el material al passar entre les barres del cilindre i les del còncav que romanen fixes. Les barres del cilindre es poden identificar com a dretes i esquerres segons la direcció de les estries. El còncav està format per barnilles paral·leles muntades sobre barres corbes i els espais d'obertura entre barnilles han de ser suficientment amples com per deixar passar les llavors. Serveix per batre qualsevol tipus de grans [1]. Ja que és el cilindre que menys dany fa al material, el que menys potència gasta, té un disseny senzill i és econòmic de fabricació, es decideix emprar aquest sistema per a la màquina del present projecte.



Fig. 5.2. Cilindre de barres [6]



- **De barres angulars:** està format per barres angulars muntades en forma helicoidal sobre discs d'acer. En aquest sistema el gra és colpejat en comptes de friccionat i, per les seves característiques, s'utilitza per a la trilla de grans petits o quan es baten les plantes amb un contingut d'humitat més alt del normal. Les barres, tant del cilindre com del còncav, estan recobertes amb cautxú vulcanitzat, la qual cosa fa que produeixi menys dany que el cilindre de dents, anteriorment descrit, realitzant així una trilla menys agressiva [2]. Aquest sistema és millor que el cilindre de dits però menys eficient que el de barres.

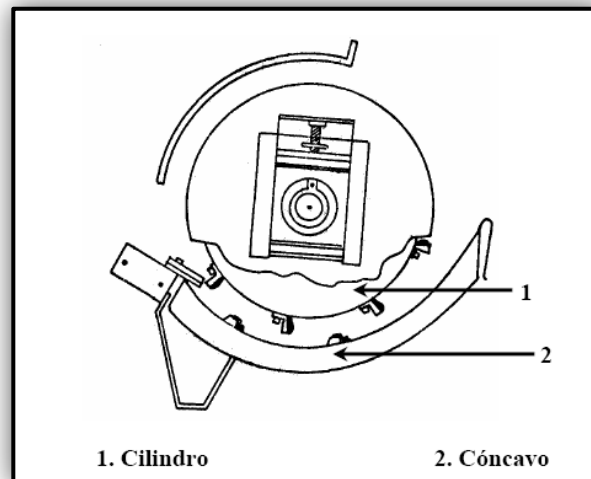


Fig. 5.3. Cilindre de barres angulars [3]

5.2.2. Cilindre i còncav de tipus axials

Actualment les grans combinades empren també els sistemes de trilla de flux axial. Les plantes arriben al cilindre des del transportador, essent aspirat per la cavitat existent entre el propi cilindre rotatiu i l'altre concèntric i fix, el qual disposa, a la seva part inferior, d'un còncav o reixes per les quals cau el gra.

El rotor interior està format per les següents parts:

- Aspirador de pales helicoidals.
- Conjunt de barres helicoidals o longitudinals d'arestes o estries en la seva primera meitat.
- Conjunt de barres llises helicoidals o longitudinals en la seva segona meitat la missió de les quals és la de separar el gra de la palla prèviament trillat.

El cilindre exterior està format per una sèrie de barres helicoidals, en la seva cara interna, situades a la part superior, mentre que en la seva meitat inferior s'hi allotgen les reixes o



còncaus. Aquestes es poden modificar la distància amb el cilindre segons el tipus de gra a batre [1].

El sistema de flux axial realitza una trilla progressiva. El material és pres per les pales acceleradores, per després girar de forma helicoidal en tota la llargària del rotor, la qual cosa disminueix el dany mecànic al gra. La separació del gra de la palla apareix per la fricció del rotor amb els còncaus, però aquesta és progressiva, ja que el gra pot fer d'una a set voltes en el sector de trilla del rotor. En aquest sistema els grans més susceptibles i fràgils colen immediatament i els més humits i resistents segueixen girant fins a ser trillats. El material passa varies vegades per damunt dels còncaus i reixes al llarg del seu recorregut per el rotor, la qual cosa assegura una minuciosa trilla de tots els tipus de plantes o grans que s'hagin de batre. Aquest sistema s'empra sobretot per als cereals, però serveix per a batre qualsevol tipus de gra, ja que per les seves característiques s'adapta a tots els tipus de plantes [4].

Ja que la operació de trilla de les lleguminoses és relativament senzilla, sempre i quan el grau d'humitat sigui l'idoni, no es considera necessari realitzar el disseny d'un rotor axial.

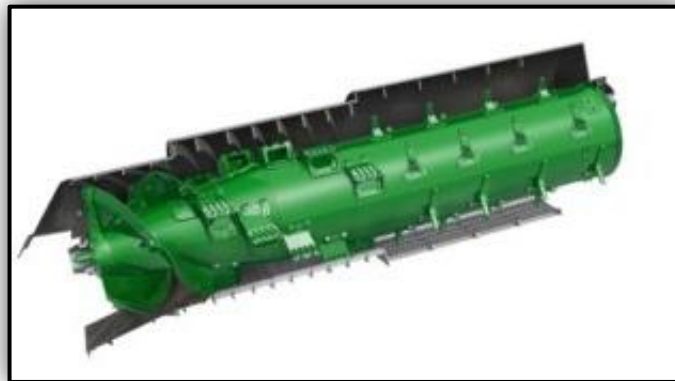


Fig. 5.4. Cilindre de flux axial [6]

5.2.3. Sistemes per colpeix i xoc

Finalment, també s'empren els sistemes de separació per colpeix i xoc que, malgrat realitzar més dany i ser els menys eficients, encara avui s'utilitzen. Són els sistemes més simples i més econòmics. La trilla es produeix dins d'un tambor en el qual hi ha un eix rotatiu amb elements de barres o martells que fan impactar el material contra elements fixes del tambor, realitzant la separació per cisalla, impacte i xoc. Degut a que és un sistema molt auster no es tindrà en consideració a l'hora de realitzar el disseny de la present màquina.



5.3. Sistema de neteja

La funció del sistema de neteja consisteix en la separació dels grans trillats dels trossos de tiges, fulles i altres residus o impureses com podrien ésser pols i sorra, intentant separar el 10% restant del gra que no ha estat ben trillat [2].

El sistema de neteja actualment més utilitzat està constituït per un garbell o crivell superior i un garbell o crivell inferior, ambdós oscil·lants, i un ventilador que mitjançant una corrent d'aire s'encarrega de ventar el material.

Els crivells van equipats d'una sèrie d'orificis, rodons, ovalats, triangulars, etc. o tenen forma de malla amb orificis quadrats o rectangulars. La grandària de les obertures dels garbells depèn de les característiques del gra que s'està netejant. Els crivells van animats d'un moviment oscil·lant de 200 a 300 oscil·lacions per minut, amb la finalitat de facilitar la separació final del gra. Els garbells superior i inferior poden tenir moviments oscil·lants en el mateix sentit o en sentit contrari i solen anar muntats sobre guies metàl·liques. En algunes ocasions són plans, mostrant unes prominències i depressions a nivell de forats, que faciliten la seva funció segons el tipus de producte a recol·lectar. Es munten segons una pendent creixent a partir de la zona de descàrrega del cilindre de 8° a 15° . La superfície del crivell superior està compresa entre $1,70 \text{ m}^2$ i $2,20 \text{ m}^2$ per metre d'ample del cilindre, mentre que la inferior oscil·la entre $1,20 \text{ m}^2$ i $1,40 \text{ m}^2$; també es pot mesurar l'àrea dels garbells a partir de la quantitat de material entrant, essent de 1 m^2 o $1,2 \text{ m}^2$ per cada kg/s de material que entra al sistema de neteja. Van accionats per un cigonyal o mecanisme biela-manovella de radi de la manovella entre 4 cm i 10 cm, desplaçant-los endavant i enrere. Finalment, hi ha el sistema de recol·lecció de gra net, tot i que en alguns casos com en els cereals, hi ha un recollidor d'espigues que no han estat ben batudes, les quals s'envien de nou al sistema de trilla. Les lleguminoses, degut a les seves característiques, no donen problemes en la trilla i amb les oscil·lacions dels garbells s'acaben de separar els grans de les beines, per tant no es considera necessari el sistema de retrillat.

El ventilador s'encarrega de separar el gra de les impureses, el tipus més emprat és el de paletes axials que envia radialment la corrent d'aire. Tanmateix, en alguns models s'utilitzen els de paletes radials que envien una corrent axial [1].

Així doncs, en els crivells existeixen tres tipus de separacions, l'aerodinàmica, la mecànica i una combinació d'ambdues [2].

L'altre sistema que s'utilitza en algunes màquines és el consistent en un garbell rotatiu en forma de cilindre pel qual passa el material trillat, recollint així el gra que s'escola entre els orificis i llençant la palla que cau per l'extrem final del garbell. Pot estar format per un garbell rotatiu o per dos muntats concèntricament. Aquest mecanisme té l'inconvenient de que no



realitza una neteja tan en profunditat com l'anterior, deixant així certes impureses en els grans.

Ja que el primer sistema és el més eficient a l'hora de realitzar la operació de neteja, s'opta per incorporar-lo en la present màquina.

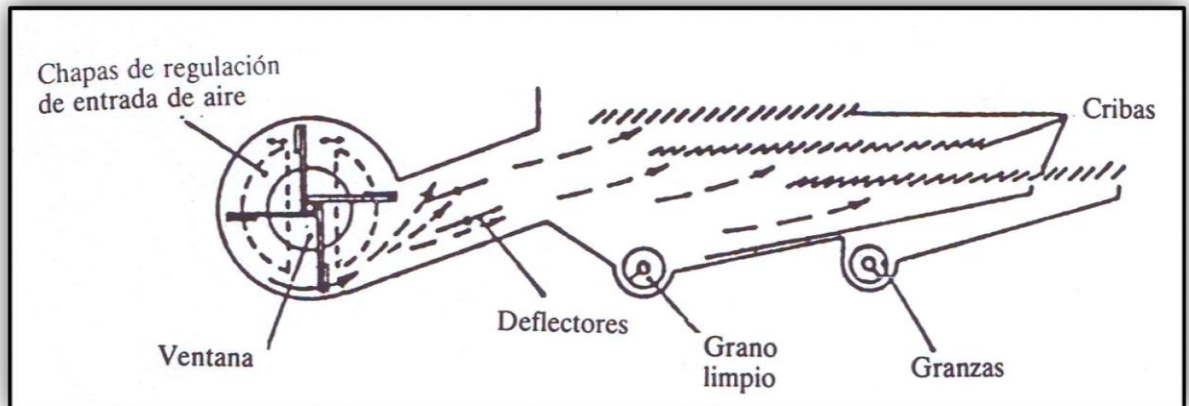


Fig. 5.5. Esquema del sistema de neteja de les màquines combinades [1]

5.4. Sistema de transmissió de potència

Aquest és el mecanisme encarregat de transmetre la potència als diferents òrgans que componen la màquina. Els sistemes emprats són molt diversos i de diferents tipologies depenent del tipus de màquina i de les necessitats que ha de resoldre.

Les petites màquines estacionàries van accionades, generalment, per motors elèctrics o de combustió que són els encarregats d'aportar el moviment a la màquina. En el cas de les grans màquines autopropulsades combinades, s'aprofita el moviment transmès pels motors de combustió interna essent molt variable la potència d'aquests, depenent de les quantitats de material que han de trillar. Finalment, en les màquines estacionàries accionades per tractor, la transmissió d'energia es realitza normalment mitjançant un eix en rotació que és la toma de força (tdf) i d'un arbre de transmissió articulat mitjançant dues juntes cardan i un eix telescòpic, anomenat eix cardànic. Tenint present que la màquina està pensada per ser acoblada a un tractor, s'analitza aquest tipus de mecanisme.

Tradicionalment la única velocitat normalitzada per a la tdf era la de 540 rpm, la qual es lleugerament variable. Aquesta velocitat depèn del règim de gir del motor del tractor, del que pren el seu accionament mitjançant una transmissió per engranatges. De manera que a major velocitat del motor s'obté a la sortida major velocitat de la tdf i viceversa, a menor



velocitat del motor, menor a la tdf. Les màquines agrícoles es solen dissenyar per a la velocitat angular nominal de 540, per a aquests tipus de tdf.

La velocitat de 540 rpm a la tdf suposa que el motor tingui estabilitzat també el seu règim. La velocitat del motor per a la que es dissenya la sortida de la tdf a 540 rpm sol coincidir sensiblement amb el règim al que s'obté el parell màxim, que sol estar al voltant del 70% de la potència nominal del motor. Amb l'aparició de tractors de gran potència, el fet de mantenir aquest règim suposava treballar amb parells motors molt elevats, la qual cosa ocasiona majors pèrdues de rendiment i, sobretot, un gran dimensionament d'eixos, engranatges cònics, etc. ja que les peces trencaven per moment torsor elevat, és a dir, per parell motor transmès elevat. En aquest sentit, a principis del 1960 es va adoptar una segona velocitat de 1000 rpm.

Normalment la toma de força es troba a la part posterior del tractor i des de fa alguns anys, també apareix amb relativa freqüència a la part davantera simultàniament, la qual cosa permet accionar apers davanters y posteriors. El sentit de rotació de la tdf és a dretes, en el sentit de les agulles del rellotge, quan un es situa a la part posterior del tractor. Les tdf davanteres solen tenir el mateix sentit de gir, és a dir a esquerres si un l'observa des de la part davantera del tractor. La màquina serà pensada per a tdf del tipus 1, segons norma ISO 500 (mirar annexos), ja que és la que apareix més habitualment en els tractors. Les tdf del tipus 1 tenen un diàmetre nominal de 35 mm i sis acanaladures de flancs rectes. Està prevista per a tractors de fins a 48 kW (65 CV). La seva velocitat es de 540 rpm i és la que trobem amb més freqüència. Cal tenir present que la poden incloure tractors de més potència.

Per tal de portar el moviment des de la tdf a les màquines que es volen accionar s'utilitzen eixos cardan de tipus extensible. Les forquilles de les dues juntes cardan han d'estar en el mateix pla per al correcte funcionament [1].

L'acoblament de les màquines al tractors es classifiquen en arrossegats, semisuspesos i suspesos. En el primer cas, l'acoblament es realitza en un sol punt de la barra de tracció (que forma part dels apers) i, en els altres dos casos, l'acoblament és a tres punts i per tant permet controlar-se mitjançant el sistema hidràulic del tractor. L'acoblament en un sol punt té forma de vano (el qual forma part del tractor) amb diferents orificis d'enganxament i pot ser fix o regulable en altura. En el cas de l'acoblament a tres punts, per les seves característiques, permet l'enganxament de qualsevol tipus d'aper. Per veure més detalls mirar la normativa UNE 68-006-88 sobre "Enganches de tres puntos montados en la parte trasera" que s'adjunta en els annexos.

L'accionament del cilindre es realitza mitjançant corretges en totes les màquines actuals de batre. S'empraran corretges de tipus trapezial estretes d'alt rendiment, ja que pel tipus



d'aplicació són millors que les planes. Aquest sistema de transmissió és l'ideal per la màquina objecte d'estudi ja que presenta els següents avantatges respecte altres tipus de transmissions:

- Tenen una marxa gairebé silenciosa.
- Presenten una millor absorció i amortiment dels xocs o irregularitats produïts en els processos de trilla.
- Disposició senzilla i sense necessitat de lubricació, la qual cosa les permet treballar en condicions de pols o brutícia ambiental, molt freqüents en les explotacions agrícoles.
- Les transmissions són sempre més econòmiques, especialment en casos d'elevades distàncies entre eixos, com en el cas de la present màquina, i permeten una disposició senzilla de les politges.
- Desacoblament simple de les corretges, variant la distància entre eixos o aixecant la politja tensora.

En el cas de màquines que baten diferents tipus de gra, la transmissió per corretja sol ésser variable, la qual cosa s'aconsegueix variant el diàmetre eficaç de les politges en els casos de corretges trapezials. Tenint present que la màquina està pensada per trillar lleguminoses les quals presenten característiques semblants de trilla i que la tdf del tractor ja varia sensiblement la seva velocitat segons les revolucions del motor del tractor no es considera necessari dissenyar un sistema de politges variadores.

Pel que fa a l'accionament del ventilador també es sol realitzar mitjançant corretges trapezials, ja que aquestes solucionen el problema de les elevades distàncies entre eixos que sovint hi ha degut al posicionament allunyat dels òrgans principals de la màquina. Per les característiques de les llegums, que tenen llavors grans i de densitat molt més elevada que la palla, és important remarcar que la separació per ventat no dona problemes de toleràncies en la velocitat de l'aire. Això permet accionar el ventilador amb una transmissió per corretges constant, sense necessitat d'instal·lar politges variadores que ajustin la velocitat d'aquest. En apartats posteriors es realitzaran els càlculs per demostrar aquest fet.

Finalment, i com s'ha descrit en apartats anteriors, l'accionament dels garbells es realitza mitjançant un grup biela-manovella, que dona el moviment de vaivé necessari per a la correcta neteja del gra. El sistema de biela i manovella és el que utilitzen la majoria de les màquines, ja que és un mecanisme senzill de disseny i econòmic de fabricar.



6. Disseny de la màquina

6.1. Sistema d'alimentació

El sistema d'alimentació que s'usa per al disseny de la màquina és el de tremuja. És el tipus de sistema utilitzat normalment per a aquest tipus de màquines agrícoles i d'aquestes capacitats de trilla. La tremuja ha de garantir una bona introducció del material a trillar, de manera que aquesta es realitzi amb facilitat i sense complicacions per als operaris. Ha de ser doncs suficientment ample, voluminosa i amb prou pendent per a poder introduir qualsevol tipus de lleguminosa.

El sistema d'alimentació per tremuja aprofita la pròpia geometria per fer arribar les plantes al sistema de trilla mitjançant la gravetat. Aquestes geometries solen ser trapezials normalment, essent l'obertura més ampla en la seva part més superior i estrenyent-se a mesura que s'acosta al cilindre desgranador. El pendent ha de ser suficient per tal de permetre que el propi pes de les plantes venci el fregament amb la superfície de contacte (pendents de 25° són més que suficients per a la correcta introducció).

La seva construcció es sol realitzar mitjançant xapa d'acer d'uns 2 o 3 mm de gruix, ja que és més que suficient per a la funció que realitza. La tremuja no es veu sotmesa a esforços de cap tipus (tan sols s'hi introdueix palla i gra) i simplement ha de tenir prou rigidesa com per aguantar alguns cops o xocs que es poden produir a l'hora d'introduir les plantes amb forques o pales. Solen anar soldades en el propi conjunt de xapa que rodeja el sistema de trilla o cargolades mitjançant brides d'acer, la qual cosa permet desacoblar-les en qualsevol moment amb facilitat.

Es considera suficient per a la seva fabricació xapa d'acer de tres mil·límetres i s'escull un acer S 235 JR segons normativa UNE EN 10025-94, ja que aquests tipus d'acers solen venir en forma de xapes i perfils laminats en calent i estan destinats a construccions soldades (presenten una molt bona soldabilitat), cargolades o reblonades i són molt econòmics.

Finalment, pensant que la tremuja estarà en un ambient exterior i sovint humit per la pròpia humitat de les plantes, cal protegir-la mitjançant una capa de pintura, la qual assegura que aquesta no s'oxidi.

A la figura 6.1 es pot observar el disseny de la tremuja realitzat per a la present màquina.



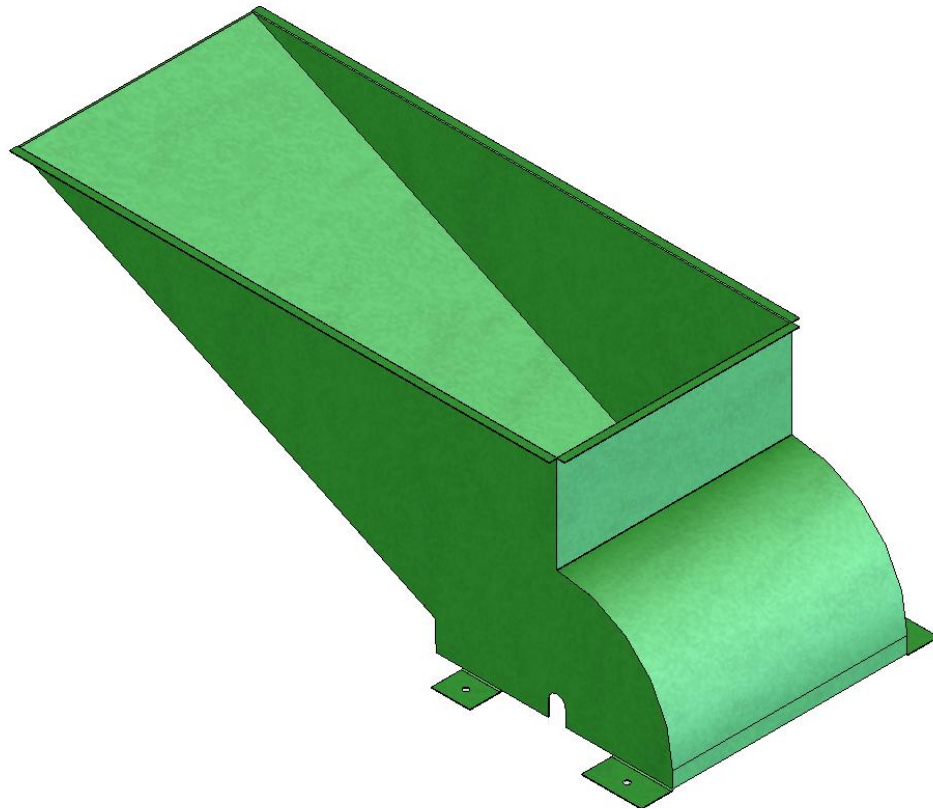


Fig. 6.1. Disseny de la tremuja

6.2. Sistema de trilla

6.2.1. Paràmetres d'operació en el sistema de trillat transversal

Una de les condicions fonamentals per a obtenir un òptim trillat del grans és la humitat que conté la lleguminosa en el moment d'obertura de la beina. A major humitat de la llegum més gran és la força necessària per obrir la beina, de manera que augmenten les possibilitats de danyar la llavor i, d'altra banda, per a humitats molt baixes hi ha més probabilitats de trencar els grans, ja que mostren molta més fragilitat. Per a poder realitzar la trilla es necessiten humitats inferiors al 22% [1], tenint sempre present que humitats molt baixes tampoc són recomanables.

Les dues regulacions que es poden fer en el mecanisme de trilla transversal són la velocitat del cilindre i la separació entre el cilindre i el còncav. Quan el gra està humit convé augmentar la velocitat v i quan està sec convé disminuir-la. D'altra banda, si es trenca el gra, convé separar el còncav i quan es perd en excés amb la palla és necessari acostar-lo al cilindre. La separació entre el cilindre i el còncav és diferent a l'entrada i a la sortida, estant



compresa entre 13 mm i 18 mm a l'entrada (S_1) i a la sortida (S_2) essent d'aproximadament el diàmetre mitjà dels grans [1]. (Veure figura 6.2)

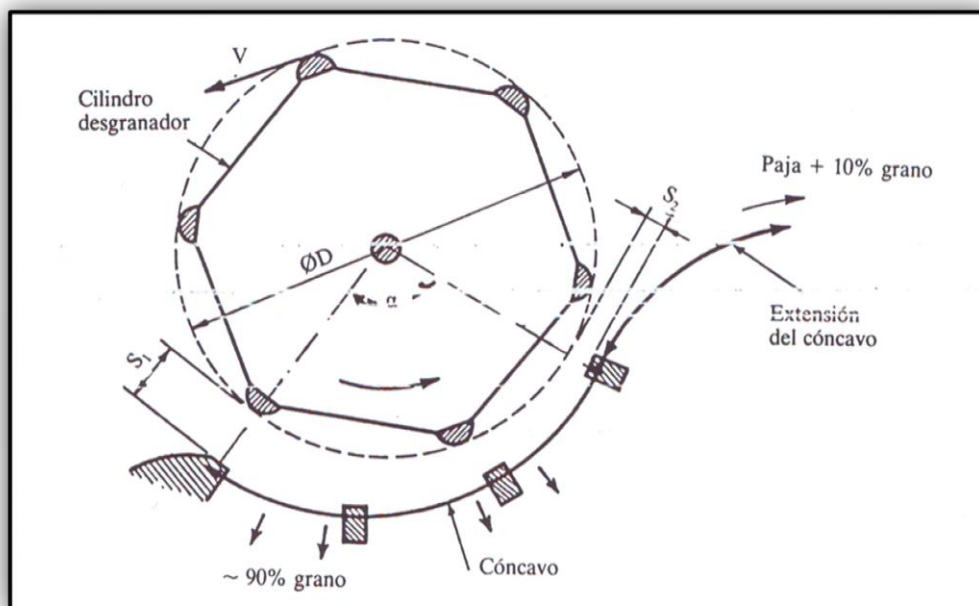


Fig. 6.2. Cilindre desgranador i còncau [1]

En la present taula apareixen els rangs de velocitats tangencials recomanades en les que es poden batre els diferents cultius tradicionals amb la seva equivalència en rpm per a cilindres convencionals de 22 polzades de diàmetre ($\approx 560\text{mm}$) i els rangs de separació cilindre còncau, segons cita bibliografia [2]:

Cultiu	Velocitat del cilindre m/min (rpm)	Separació cilindre / còncau (mm)
Arròs	1200 – 1800 (683 – 1025)	5 – 10
Civada	1200 – 1700 (683 – 970)	6 – 13
Blat	1500 – 1800 (854 – 1025)	3 – 13
Fesol	300 – 900 (170 – 512)	6 – 19
Blat de moro	750 – 1200 (427 – 683)	22 – 38
Melca	1200 – 1500 (683 – 750)	6 – 13
Soja	900 – 1200 (515 – 683)	9 – 13

Taula 6.1. Rangs de velocitats tangencials i separacions cilindre còncau recomanades [2]



Finalment, el darrer paràmetre important de funcionament en el sistema és l'angle de trillat (α_c) format pel sector abastat des de l'entrada fins a la descàrrega, estant comprès entre 100° i 120° [1]. La longitud perimetral d'aquest sector conjuntament amb la seva amplada caracteritzen la superfície de trilla, formada pel còncav que esta posicionat de manera gairebé concèntrica respecte el cilindre.

Cal recordar que en aquests processos de trillat s'estima que el 90% dels grans s'escolen entre el còncav i l'altre 10% surten barrejats amb la palla, essent difícil d'aconseguir una millor eficiència i d'estimar amb més exactitud aquests paràmetres.

6.2.2. Determinació de la força necessària per obrir una tavella

Un altre dels paràmetres fonamentals que cal determinar per al correcte disseny i funcionament de la màquina és la potència que es gasta en l'obertura de les beines en el procés de trillat. Cal estudiar doncs la força necessària per obrir una beina. D'aquesta força necessària que es transmesa a partir de la transmissió per corretja depèn l'eficiència del procés de trillat i la qualitat dels grans. L'única manera de determinar aquesta força és de manera experimental o empíricament. En aquest sentit, es presenta a continuació l'estudi realitzat pels enginyers mecànics Johel A. López i Jhonattan H. Vásquez dut a terme a la Universitat Nacional Experimental del Táchira de la República Bolivariana de Venezuela en el que es determina la força necessària per obrir una beina d'una llegum segons es cita a bibliografia [7].

Tenint present que per a obrir una beina d'una lleguminosa tan sols es requereix de la força aplicada per una mà i, més concretament, de la força aplicada pels dits polze i índex els presents autors citats van emprar el treball de grau realitzat per Erika Silva segons bibliografia [8]. Aquest consisteix en el disseny i construcció d'un sistema d'adquisició i registre de la distribució de força compressiva entre l'individu i una superfície de recolzament, utilitzant el principi d'interfase de pressió. L'equip desenvolupat consta de sensors de força col·locats en la interfase home – superfície, el senyal provinent de cada sensor és processada i transmesa a un ordinador personal, on una aplicació en llenguatge d'alt nivell permet seleccionar la duració de la avaluació i la freqüència d'adquisició. Al iniciar l'adquisició es visualitzen en una superfície tridimensional els valors de força aplicats a cada sensor a mesura que es desenvolupa l'avaluació. Posteriorment, presenta els mapes de força i en forma tabulada els valors de força màxima i promig de cada sensor, l'instant en el que aquesta passa, i els mapes on la força supera una pressió especificada per l'usuari. Finalment, els resultats de l'avaluació són registrats i emmagatzemats en un arxiu de text.

Per a la realització de l'assaig i obtenir la força aproximada mitja d'obertura d'una beina de lleguminoses van seguir els següents passos:



- Escollir els sensors a utilitzar, els quals es van col·locar damunt dels dits índex i polze, essent necessari l'ús d'un guant quirúrgic i cinta adhesiva per a la subjecció dels sensors als dits. (veure figura 6.3.)



Fig. 6.3. Subjecció dels sensors als dits índex i polze [7]

- Per a la prova es van seleccionar beines amb una humitat del 22,29% (humitat propera a la de trilla òptima), amb una llargària mitjana de les tavelles d'uns 12 centímetres i es van col·locar entre els dits índex i polze, tenint present que la beina estigués dins l'àrea de registre de dades dels sensors. (veure figura 6.4.)



Fig. 6.4. Aplicació de la força per a obertura de la beina [7]



- Posteriorment es va aplicar una força de compressió sobre la beina de la lleguminosa (veure figura 6.4.) fins aconseguir obrir-la. Aquesta fou registrada per el software i visualitzada a través d'un diagrama de Força i Temps, el qual il·lustrava la major força aplicada pels dits en el moment just d'obertura de la beina. Aquest pas fou realitzat amb varies beines per a tenir un nombre significatiu de mostres per al seu posterior anàlisis. (veure figura 6.5.)

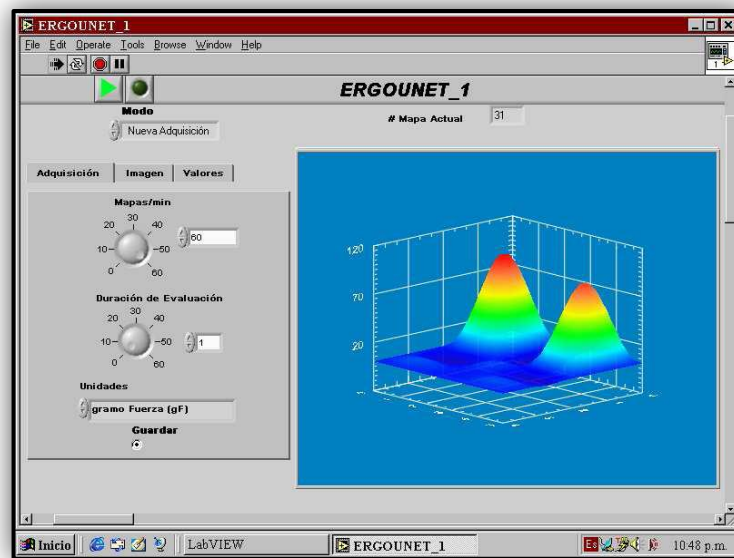


Fig. 6.5. Model tridimensional de les forces aplicades [7]

Realitzat l'assaig es van tabular les següents dades:

Prova Nº	Força aplicada per el dit polze (gf) Sensor 1	Força aplicada per el dit índex (gf) Sensor 2	Força total mitjana dels sensors (gf)
1	840	1110	975
2	310	310	310
3	105	210	157,5
4	430	160	295
5	490	110	300
6	520	190	355
7	170	560	365
8	260	270	265
9	410	500	455
10	90	80	85
11	190	460	325
12	120	90	105



13	150	100	125
----	-----	-----	-----

Taula 6.2. Resultats obtinguts en les proves experimentals [7]

A partir de la força total determinada a partir de cadascun dels dos sensors es tabulen a continuació els valors de la mitjana, la variació tipus i la desviació estàndard de les dades obtingudes per l'assaig, obtenint els següents resultats:

	Fmitjana (gf)
Nº de proves	13
Mitjana	316,731
Variació tipus	51701,442
Desviació estàndard	227,379

Taula 6.3. Càlcul estadístic de la força mitjana per obrir una tavella

$$F_{mitjana} = 316,731 \text{ gf} \times (1\text{N}/101,971 \text{ gf}) = 3,106 \text{ N}$$

Considerant aquest assaig prou aproximat, fiable i representatiu per a qualsevol tipus de lleguminosa s'estima que la força necessària per obrir una tavella (F_{tav}) serà de 3,11 N, però majorant el valor en un factor de 2 per assegurar l'obertura de les beines es pren un valor a l'alça de 6,5 N.

6.2.3. Caracterització del material a trillar

Per al correcte disseny i dimensionament del sistema de trilla cal caracteritzar el més fidelment possible el material a batre. Les lleguminoses són plantes de certa variabilitat les unes amb les altres, però de morfologia molt semblant, essent la seva característica intrínseca les seves beines. Per tant es considera la possibilitat de prendre com a referència una de les varietats de llegums més freqüents a Catalunya com són les mongetes del ganxet, tenint present en tot moment que la resta de llegums tenen característiques prou semblants i que el procés de batut seria similar.

Les dades analitzades a continuació han estat extretes de la tesi doctoral "*Variabilitat de la mongeta Ganxet (Phaseolus vulgaris L.): determinació de tipologies i selecció de línies comercials*" realitzada per Esther Sánchez Bell segons bibliografia [8]. Aquestes es consideren del tot fiables i significatives.

L'objectiu general de la tesi era definir els límits com a possible nova classe comercial i seleccionar línies pures prototípiques dels tipus varietal mongeta del ganxet, com a cultius homogenis i estables. A l'estudi es va constituir una col·lecció de 69 entrades de llavors



cultivades i comercialitzades arreu de Catalunya sota la denominació Ganxet, presentant un ventall considerable de morfologies, amb llavors que van de lleugerament a molt ganxudes. La varietat del Ganxet presenta plantes tardanes, amb un creixement indeterminat i enfiladís, entrenusos llargs, fulles i tavelles verd fosc i flors blanques. Presenten tavelles de 13,6 a 17 cm de longitud amb 3,7 a 5,8 llavors per tavel·la i produccions de 36,3 a 51,9 g/planta. Les llavors són de mida mitjana a gran (37,3 a 61,9 g/100 llavors), aplanades i arronyonades (grau de ganxo entre 1,5 i 2,8 sobre 3).

A la taula 6.4. s'indica per a cada característica morfològica de la varietat Ganxet la mitjana, el valor màxim i el valor mínim que es van obtenir a la tesi a partir de les 69 entrades estudiades de llegums seques i sense grau humitat (tal i com es comercialitzen), condicions molt semblants a les dels processos de batut.

	Mitjana	Màxim	Mínim
Longitud de tavel·la (cm)	14,9	17,0	13,6
Nº llavors per tavel·la	4,7	5,8	3,7
Pes 100 llavors (g)	45,1	61,9	37,3

Taula 6.4. Característiques morfològiques de la varietat Ganxet

Prenent com a referència els valors mitjans de la taula 6.4. es pot fer una estimació del nombre de tavel·les per unitat de massa. Es pot concloure que per cada tavel·la hi ha en el seu interior uns 2,1 g de llavors en pes. Per tant, coneixent la massa de grans trillats es pot determinar el nombre de tavel·les que s'obren en el procés.

D'altra banda i deixant enrere l'estudi anterior, la relació en pes de palla i gra és un paràmetre també prou variable ja que depèn de molts factors com poden ser la climatologia, la riquesa de minerals en el sòl, etc., però les màquines actuals solen prendre pels seus dissenys relacions mitjanes de 2 a 1; per tant, per a una certa quantitat de material batut es considera que hi ha el doble de palla en pes que de gra. Experimentalment es va comprovar que aquesta relació és molt propera a la realitat i pel disseny es prenen aquestes relacions.

Finalment, el darrer paràmetre que caracteritza el material a trillar són les densitats de palla i gra. Segons cita bibliografia, la densitat de palla que es sol estimar en els processos de batut és de 15 kg/m³ [1] i en el cas dels grans de mongeta del ganxet secs és d'uns 815 kg/m³ (mesurat experimentalment per l'autor). Aquesta densitat tan baixa de la palla és deguda a que aquesta està formada per les tiges, tavel·les i fulles de les plantes les quals, per les seves característiques i morfologia, al perdre pràcticament tota la humitat i assecar-se, pesen molt poc i mantenen certa rigidesa, quedant així molt poc concentrades.



6.2.4. Disseny del cilindre

Els cilindres de barres de les trilladores actuals solen tenir diàmetres entre 400 i 600 mm i una longitud variable entre 0,60 – 1,40 m per a trilladores estretes i de fins a 1,80 m en les trilladores amples depenent del tipus de cultiu a batre per a la bona introducció d'aquest i de la capacitat de trilla [1]. Els cilindres més emprats són els de barres de 22 polzades de diàmetre (mesurat des de la part més externa d'aquest), aproximadament uns 560 mm, els quals funcionen com a volant d'inèrcia, absorbint pics d'esforços de trilla, sense perdre voltes davant d'exigències puntuals d'alimentació. Aquests presenten 8 barres, amb estries obliqües d'uns 10 mm de profunditat, d'uns 10 mm de separació cadascuna d'elles en el cas de cultius de gra de mida mitjana o gran i són intercanviables [10]. Les barres van muntades sobre discs que actuen de suport. Ja que és el cilindre més emprat, es pren aquest disseny per a la màquina.

Les llegums són plantes amb una mida de gra gran comparant-les amb altres cultius com els cereals, la qual cosa facilita la seva separació de la palla per l'acció de la força centrífuga del cilindre, per tant, velocitats baixes d'aquests solen ser suficients, evitant així danyar en excés el gra. Prenent com a referència les dades de la taula 6.1., on apareixen les velocitats tangencials i rpm recomanades del fesol (tipus de lleguminosa), s'estima per al disseny de la màquina una velocitat angular nominal de treball del cilindre de 360 rpm, considerant que és suficient per a tots els tipus de llegums. D'aquestes dades s'extreu la velocitat tangencial de treball v_{tg} de la següent manera:

$$v_{tg} = \omega_c \cdot r_c \quad (\text{Eq. 6.1})$$

On ω_c és la velocitat angular del cilindre en rad/s i r_c el radi del cilindre en m. La velocitat tangencial de treball serà $v_{tg} = 10,56$ m/s, velocitat a la qual avança el material entre el còncav i el cilindre i suficientment gran per separar els grans per acció de la força centrífuga.

Finalment, cal determinar l'amplada de cilindre de manera que aquest pugui trillar un cabal màssic de grans de $Q_{M,g} = 1000$ kg/h, cabals de gra pels quals estan dissenyades la majoria de trilladores estacionàries del mercat de característiques semblants a la del present projecte, en les quals s'introdueix el material manualment. Estan dissenyades pensant que s'introdueixen a la tremuja aquestes quantitats de cabals màssics de gra de manera continuada i considerant que els operaris difícilment podran introduir quantitats més grans, quedant així la màquina suficientment dimensionada. Malgrat són cabals màssics elevats i que possiblement els operaris no poden assolir de manera manual és bo pensar en un disseny sobredimensionat, la qual cosa és molt freqüent en la maquinaria agrícola.

En la següent taula resum es mostren les característiques que s'estimen pels processos de trilla del material:



	Proporció en pes (%)	ρ (kg/m ³)	Q_M (kg/h)	Q_V (m ³ /s)
Palla	66,67	15,00	2000	3,7037E-2
Gra	33,33	815,00	1000	3,4083E-4
Total (palla +gra)	100,00	22,29	3000	3,7378E-2

Taula 6.5. Caracterització del material en la trilla

Com s'observa en la taula 6.5., en els processos de trilla es consideren densitats de palla molt baixes, ja que aquesta sol entrar al sistema de desgranat de manera molt poc compactada, de forma airejada i pràcticament seca com abans s'ha comentat. Aquest fet però, afavoreix el procés de trillat fent-lo més òptim. Òbviament, la palla és la que limita el dimensionament del sistema de trilla ja que ocupa molt més volum que el grans, els quals són molt petits i de massa més concentrada.

Considerant que la màquina treballa en continu i coneixent el cabal volumètric total ($Q_{V,t}$) a la sortida del cilindre, la velocitat a la que avança el material en el sistema de trilla ($v_{tg} = 10,56$ m/s) i sabent que la separació mínima recomanada a la sortida del cilindre pels fesols és de $S_2=6$ mm, mitjançant l'equació 6.2 trobem l'ample de cilindre (A_c) mínim necessari de la següent manera:

$$Q_{V,t} = (A_c \cdot S_2) \cdot v_{tg} \quad (\text{Eq. 6.2})$$

De l'equació anterior s'obté una amplada de 590 mm considerat suficient per a una bona introducció de les plantes, essent aquest una mica més estret i compacte que el més petit recomanat segons bibliografia [1].

Cal tenir present que hi ha certa variabilitat en les operacions de desgranat, aquest càlcul és simplement aproximat i pretén demostrar que l'ample de cilindre calculat és suficient per a batre i processar 1000 kg/h de gra, aconseguint així un cilindre prou estret i una màquina prou compacte.

Per tal de triar els materials emprats en el disseny del cilindre cal diferenciar bé cadascun dels elements que el componen i determinar segons les sol·licitacions a les que es veuen sotmesos quin acer és l'idoni. El cilindre es pot dividir en dos parts ben diferenciades que són l'estructura formada pels discs suport i les barres raspadores i l'eix. Per als discs es solen prendre acers de construcció d'ús general tipus S 275 JR segons normativa UNE EN 10025 – 94 amb bona soldabilitat, bona conformació i de suficients propietats mecàniques per a l'ús requerit. Per a les barres raspadores, degut a la seva geometria complexa, es pensa en fabricar-les per emmotllament, mitjançant un acer d'emmotllament no aliat AM 38 segons normativa UNE 36.252-71 ja que es solen emprar per a peces sotmeses a sol·licitacions dinàmiques, a xocs de valors mitjans i presenten bona soldabilitat. Ja que la



trilla no produeix sol·licitacions elevades es considera suficient aquest acer. Finalment, cal pintar el conjunt per protegir-lo d'oxidacions.

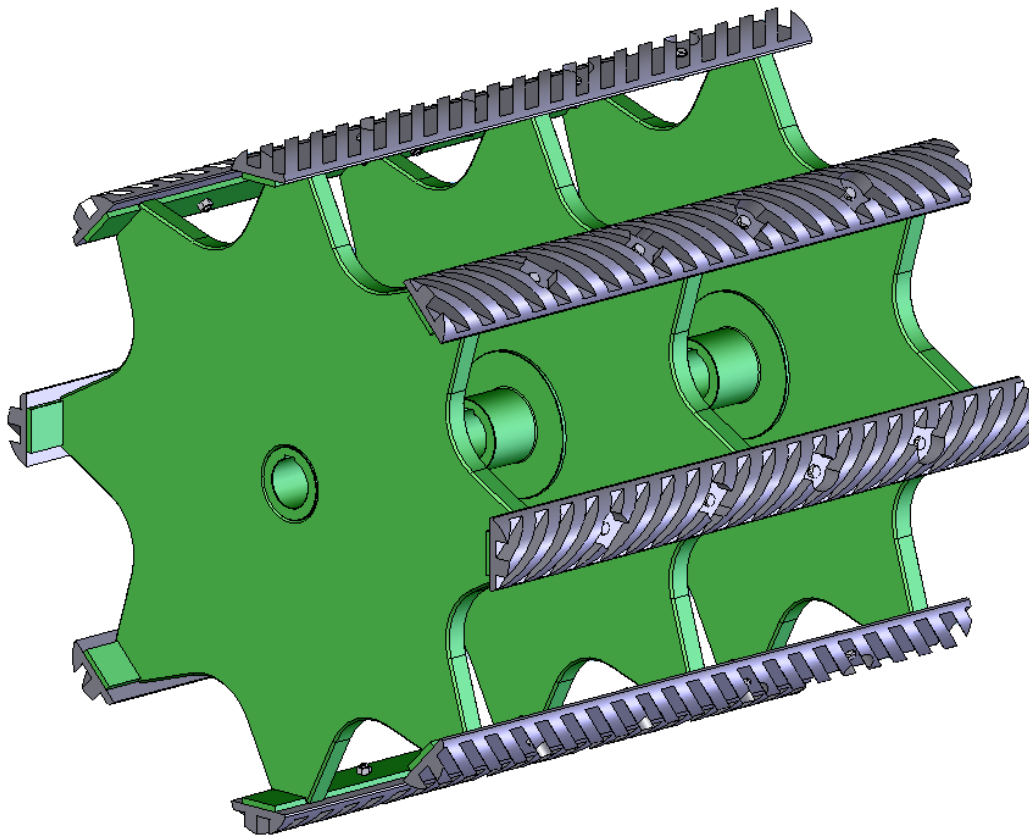


Fig. 6.6. Disseny del cilindre desgranador

6.2.5. Disseny del còncau

Aquest component és de vital importància per a la separació com per a la correcta trilla de les llegums. El còncau va situat a la part inferior del cilindre, de manera gairebé concèntrica i a una separació recomanada que ve determinada pel diàmetre mitjà de les llegums que es trillen. Els còncaus actuals rodegen el perímetre del cilindre formant un arc d'uns 100° a 120° , prenent un angle de trilla estimat de 100° ja que es considera suficient per a la correcta trilla de les llegums.

Actualment existeixen tres tipus de dissenys de còncaus de trilla:

- De barres arrodonides
- De barnilles gruixudes
- De barnilles primes



El còncau de barres arrodonides i el còncau de barnilles primes són els que s'empren més sovint. El de barres arrodonides serveix per a cultius de mida de llavors gran com poden ser el blat de moro, la soja, el gira-sol de confiteria i per a les llegums en general. El de barnilles primes s'empra sobretot per als cereals i cultius de mida de llavors petites com poden ser el blat, la civada, el lli, la mostassa, l'avena, el gira-sol oleaginós, el mill, el sègol, etc. Finalment, els còncaus de barnilles gruixudes s'empren per a cultius com el sègol, l'arròs, la soja i el gira-sol de confiteria. (Veure figura 6.7.)

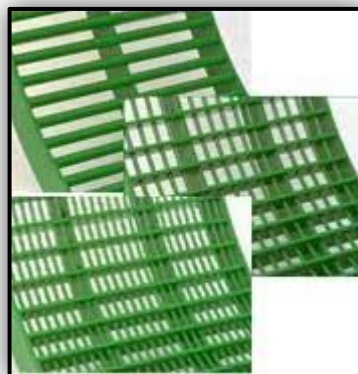


Fig. 6.7. Tipus de còncaus per al sistema de trilla [6]

Prenent com a referència els còncaus actuals, es pensa en el disseny d'un còncau de barres de 15 mm de diàmetre disposades paral·lelament i amb una separació d'uns 20 mm per cada barra, suficient per colar tots els tipus de llegums que es desitgin trillar. Aquestes barres van soldades a uns elements de suport o costelles d'acer corbes, que donen la rigidesa al conjunt. Un dels extrems del còncau està foradat per acoblar-hi els passadors sobre els quals pivota i, en l'altre oposat, s'hi realitzen uns rebaixos que fan la funció de topall de la barra de govern de manera que al fer pivotar el còncau, aquest no interfereixi amb el cilindre. En el disseny de la present màquina, s'opta per governar el còncau a partir de dos espàrrecs roscats i dos poms de govern.

Per a la seva fabricació s'usen acers S 275 JR segons normativa UNE EN 10025-94 per a l'estructura suport o costelles del còncau, emprats freqüentment per a aquest tipus d'elements. Aquest acer té un cost molt baix, es sol emprar per a peces mecàniques de responsabilitat moderada o mitjanament sol·licitades com aquesta i són soldables per tots els procediments. Es presenta en forma de perfils, xapes, platines i barres. Tenen una molt bona aptitud per a la deformació en fred i en calent, podent-los conformar amb facilitat mitjançant processos com el plegament, l'estirat o l'estampació per a peces de formes diverses. Per a les barres paral·leles s'ha emprat també acer de cementació S 275 JR segons normativa UNE EN 10025-94. Els passadors o elements que fan de suport en el



còncav es dissenyen també en acer S 275 JR ja que es plantegen soldats en tota la peça del còncav, afavorint així la soldadura a l'hora de soldar materials iguals.

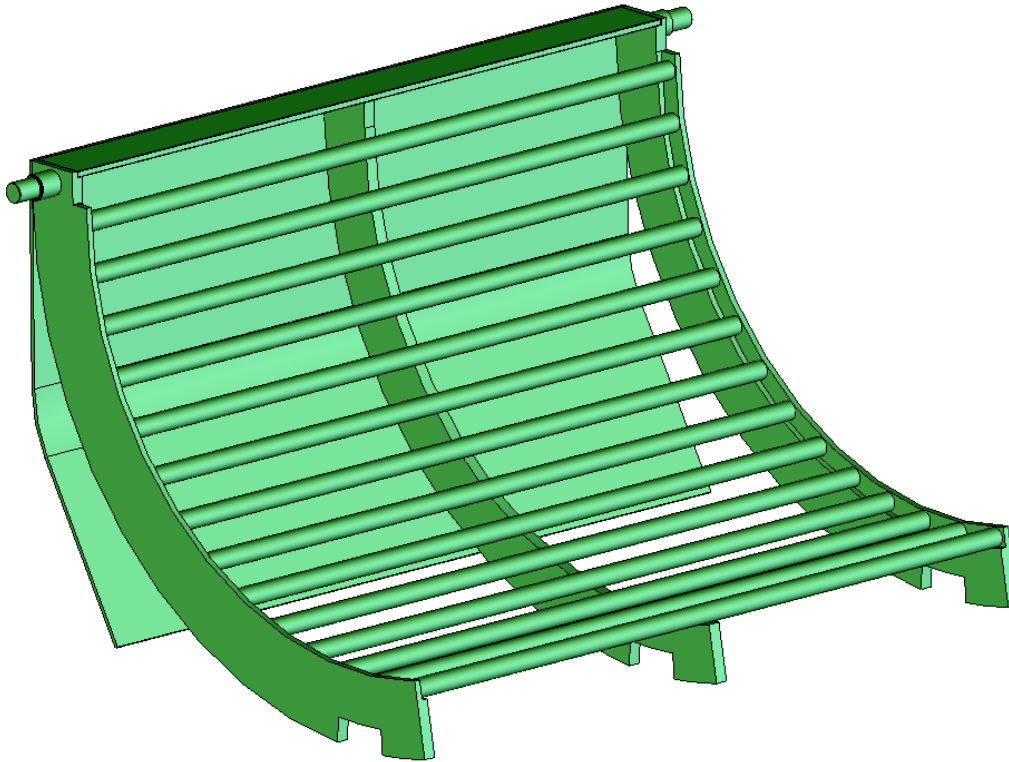


Fig. 6.8. Disseny del còncav de barres

6.2.6. Potència necessària de trilla

Actualment, les potències necessàries en els cilindres desgranadors es determinen de manera experimental, mitjançant assajos o proves de costos molt elevats i a partir de l'experiència acumulada. D'aquesta manera es pensa en la possibilitat de calcular-la de manera aproximada, tenint present que posteriorment caldria confirmar i afinar aquests valors fabricant un prototip i assajant-lo.

La potència consumida pel cilindre desgranador, part principal del sistema de trilla, es pot analitzar de la següent manera:

- Potència consumida en l'obertura de les beines o separació dels grans
- Potència consumida per fregament
- Potència consumida en fer avançar el material
- Potència consumida en la deformació de la palla
- Potència consumida en els rodaments



Es fan dues suposicions per simular el procés de trilla de manera prou aproximada. Primerament, es calcula a la velocitat nominal de disseny presa anteriorment (velocitat de treball de la màquina a la que gira el cilindre) i, per tant, ja que el cilindre és l'encarregat d'arrossegar el material, s'estima que el material avança per la superfície del còncav a una velocitat constant, considerant que el cabal màssic que hi circula és de 3000 kg/h de gra i palla (màxim cabal que podrà circular i que poden introduir els operaris). D'altra banda, cal tenir present que la massa disminueix a mesura que els grans s'escolen per les reixes del còncav, però es pensa com un procés que no perdria massa, considerant el cabal màssic constant al llarg de tot el recorregut del còncav, trobant així una potència un pèl sobredimensionada, però correcte per a les màquines agrícoles en les quals no cal afinar en excés.

A continuació es determinen cadascuna d'aquestes potències per separat estimant així la potència de trilla necessària.

- **Potència consumida en l'obertura de les beines:**

Aquesta es quantifica a partir del nombre de tavelles obertes en el procés de trilla considerant que s'obriran tavelles en tota la superfície abraçada pel còncav o superfície de trilla. Cal determinar la quantitat de massa de grans confinada en el sector de trilla en condicions de treball nominal sabent que per cada 2,1 g de llavors hi ha una tavella.

Primerament cal determinar el temps que tarda el cilindre en recórrer el còncav des de l'entrada fins a la sortida o, el que és el mateix, el temps que tarda en recórrer el material el còncav. Coneixent l'angle de trilla α_c en rad i la velocitat angular del cilindre ω_c en rev/min es troba el t_c en s de la següent manera:

$$t_c = \frac{60 \cdot \alpha_c}{2\pi \cdot \omega_c} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

Posteriorment, coneixent el cabal màssic de grans $Q_{M,g}$ en kg/h que circula entre el cilindre i el còncav, coneixent el t_c en s i que per cada tavella hi ha 2,1 g de llavors es pot determinar el nombre de tavelles obertes de la següent manera:

$$N_{tav} = \frac{1000 \cdot Q_{M,g} \cdot t_c}{3600 \cdot 2,1} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

Finalment, es determina la potència de trilla deguda a l'obertura de les tavelles (P_{tav}) en W a partir de la força gastada per obrir una tavella F_{tav} en N, el nombre de tavelles N_{tav} el radi del cilindre r_c en m i la ω_c en rad/s tal com es mostra en la següent equació:



$$P_{tav} = N_{tav} \cdot F_{tav} \cdot r_c \cdot \varpi_c \quad (\text{Ec. 6.5})$$

- **Potència consumida en fer avançar el material:**

El cilindre és l'encarregat de fer avançar el cabal màssic total de palla i gra a la velocitat tangencial que aquest imposa al rotar i durant tota la superfície del còncav. Per quantificar aquesta potència, primerament es troba la força necessària del cilindre per fer avançar el material a una certa velocitat tangencial en un instant determinat. A partir del cabal màssic total $Q_{M,t}$ que processa el cilindre en kg/s, la velocitat angular del cilindre ω_c en rad/s i el radi del cilindre r_c en m, es pot trobar la força d'avanç (F_a) mitjançant la següent expressió:

$$F_a = Q_{M,t} \cdot \varpi_c \cdot r_c \quad (\text{Ec. 6.6})$$

Aquesta força s'aplica durant tot el recorregut pel còncav, podent trobar el treball a partir del desplaçament i la força d'avanç. Amb l'angle de trilla α_c en rad, el radi de cilindre r_c en m i la força d'avanç F_a en N, es pot trobar el treball del cilindre de la següent manera:

$$W_a = F_a \cdot \alpha_c \cdot r_c \quad (\text{Ec. 6.7})$$

Finalment, a partir del treball trobat i considerant que actua durant t_c , temps que triga el cilindre en recórrer el còncav des de l'entrada fins la sortida es troba la potència a partir de la següent expressió:

$$P_a = \frac{W_a}{t_c} \quad (\text{Ec. 6.8})$$

- **Potència consumida per fregament:**

En aquests tipus de mecanismes de trilla, els grans es separen per l'acció de la força centrífuga a la que es veuen sotmesos per acció del cilindre rotatori. Aquesta força centrífuga que s'aplica sobre la massa trillada es veu compensada per la força normal que apareix en el còncav. Aquesta normal pel coeficient de fregament fa aparèixer la força de fricció que s'oposa al moviment d'avanç del material. Així doncs, el cilindre ha de vèncer aquesta força consumint també certa quantitat de potència.

A partir del cabal màssic total $Q_{M,t}$ en kg/h que processa el cilindre i del temps que triga la massa en recórrer el còncav t_c en s, es determina la quantitat de massa m_c en kg sotmesa a fregament de la següent manera:



$$m_c = \frac{Q_{M,t} \cdot t_c}{3600} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

A partir de la massa confinada en el sector de trilla en kg, de la velocitat angular del cilindre ω_c en rad/s i del radi d'aquest r_c en m, es pot determinar la força centrífuga F_c en N a partir de l'equació (6.10).

$$F_c = m_c \cdot \omega_c^2 \cdot r_c \quad (\text{Ec. 6.10})$$

Tenint present que la força normal és l'encarregada de compensar aquesta força centrífuga i suposant un coeficient de fregament de 0,5 entre palla i acer, molt pròxim a la realitat, es pot determinar la força de fregament en N de la següent manera:

$$F_f = \mu \cdot F_c \quad (\text{Ec. 6.11})$$

Finalment, coneixent la força de fregament es calcula la potència necessària del cilindre per vèncer aquest frec a partir de la velocitat angular ω_c en rad/s i del radi r_c en m d'aquest, a partir de l'equació (6.12).

$$P_f = F_f \cdot \omega_c \cdot r_c \quad (\text{Ec. 6.12})$$

- **Potència consumida en la deformació de la palla i pels rodaments:**

Finalment, degut a les característiques del sistema de trilla la palla es veu sotmesa a certa deformació, la qual es fa difícil de quantificar, però aquesta és molt baixa. De la mateixa manera els rodaments solen tenir rendiments elevats de l'ordre del 99%, però consumeixen certa potència essent aquesta menyspreable pels ordres de magnitud que es treballa. Al no poder saber amb exactitud quina és la potència real d'aquests tipus de sistemes, ja que s'assagen de manera experimental, es decideix majorar la potència resultant total del sistema en un coeficient de 1,1 que es considera suficient, ja que en tot moment s'ha procurat sobredimensionar el sistema. D'aquesta manera la potència total de trilla en W es pot calcular, segons l'equació (6.13).

$$P_{tot} = 1,1 \cdot (P_{tav} + P_a + P_f) \quad (\text{Eq. 6.13})$$

A continuació es mostren dues taules resum dels paràmetres de disseny decidits, dels paràmetres d'operació escollits i de la potència total i desglossada en condicions de treball nominal del sistema de trilla.



	Paràmetre	Valors [Unitats]
Radi del cilindre	r_c	0,280 [m]
Ample del cilindre	A_c	0,590 [m]
Angle de trilla	α_c	100 [°]
Velocitat angular	ω_c	360 [rev/min]
Velocitat tangencial	v_{tg}	10,556 [m/s]
Temps de trilla	t_c	4,630E-2 [s]
Cabal màssic gra	$Q_{M,g}$	1000 [kg/h]
Cabal màssic palla	$Q_{M,p}$	2000 [kg/h]
Cabal màssic total	$Q_{M,t}$	3000 [kg/h]

Taula 6.6. Paràmetres d'operació en condicions nominals i paràmetres de disseny

	Paràmetre	Potència consumida (W)
Potència obertura tavella	P_{tav}	420
Potència d'avanç	P_a	93
Potència fregament	P_f	81
Potència total trilla	P_{tot}	653

Taula 6.7. Potència consumida pel sistema de trilla en condicions nominals



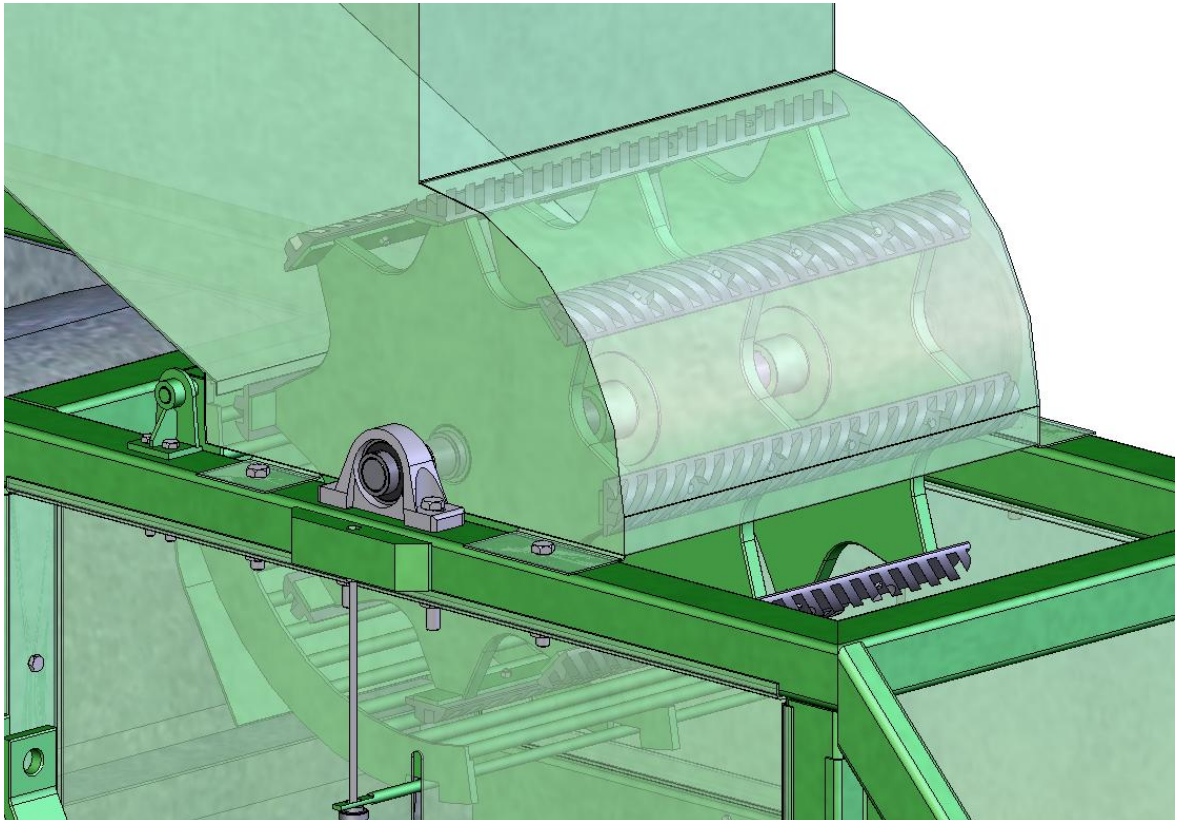


Fig. 6.9. Subconjunt cilindre i còncav

6.3. Sistema de crivellat

El sistema de crivellat és el que s'encarrega de la separació mecànica del producte, mitjançant un moviment oscil·lant, que facilita la correcta recol·lecció final de les llegums.

6.3.1. Disseny dels garbells

El sistema de crivellat està format per dos garbells o tamisos consecutius (un a sota de l'altre) els quals s'encarreguen de la bona neteja del producte. El primer crivell (el superior) és l'encarregat de separar les desfetes de major grandària, evitant doncs que s'escolin al garbell inferior. D'altra banda, el garbell inferior és l'encarregat de realitzar la segona neteja, separant així les despulles de menor grandària.

El que determina la superfície dels crivells és l'amplada de cilindre i la quantitat de matèria que hi entra. Pensant en l'obertura del ventilador que ha de ventar la superfície i tenint present que l'amplada de cilindre és de 590, es pren una amplada el suficientment gran de manera que abrasi tota l'amplada de cilindre. Les dimensions de la boca del ventilador de baixa pressió que s'ha seleccionat són de 605 mm d'amplada per 605 mm d'alçada, suficient



per ventar tota la superfície de neteja, la qual és dissenya una mica més ampla per així permetre muntar les guies sobre les quals van muntats. Així doncs, a partir de la boca del ventilador, queda determinada l'amplada dels garbells.

El criteri seguit per a la determinació de la superfície dels crivells és el recomanat segons bibliografia, on es recomanen superfícies d'1m² o 1,2 m² per cada kg/s de material que hi entra. Sabent que la màquina està pensada per a batre 1000 kg/h de gra, que equival a 3000 kg/h de gra i palla, es pot determinar la superfície de crivellat necessària, essent de 0,833 m². Considerant que no cal afinar en excés per les característiques del procés es pensa en agafar una superfície de 0,85 m², com a superfície de neteja bona. L'amplada de ventilador i la superfície necessària dels garbells, determinen de manera aproximada la llargada del suport en el qual hi van equipats els garbells. Prenent una longitud de suport de 1,7 metres, considerant que cal prendre una longitud prou llarga per permetre el moviment de vaivé.

A la taula 6.8 apareixen els rangs de les obertures recomanades (distància de mínima longitud) dels crivells superior i inferior en les que es solen separar els diferents cultius tradicionals, segons cita bibliografia [2]:

Cultiu	Crivell superior [mm]	Crivell inferior [mm]
Arròs	12 – 19	9 – 12
Civada	9 – 13	7 – 12
Blat	15 – 19	7 – 12
Fesol	19 – 25	9 – 13
Blat de moro	11 – 28	-
Melca	9 – 16	13 – 16
Soja	13 – 19	6 – 13

Taula 6.8. Obertura dels forats dels crivells superiors i inferiors per diferents cultius [2]

La separació de les llegums, degut a les seves característiques de grandària de llavors elevada, no presenta gaires inconvenients. Per al seu disseny es pensa en làmines de 3 mm de gruix, amb obertures circulars recomanades segons cita bibliografia de 25 mm de diàmetre en el crivell superior i 13 mm de diàmetre en el crivell inferior. La seva fabricació es realitza de manera senzilla mitjançant processos de punxonat o mitjançant tallat làser, molt usat actualment per als processos de tall de geometries diverses. Al no està gaire sol·licitat, per al seu disseny es pensa en un acer de construcció 275 JR segons normativa UNE EN 10025 – 94, de prou resistència i amb processos de conformat senzills.



Per al seu muntatge i correcte funcionament, es solen usar guies sobre les quals hi van acoblats uns carros amb rodaments que permeten que els garbells s'hi desplacin sense vibracions ni sorolls elevats. Els crivells van muntats amb un angle creixent de 8° des de la zona de descàrrega del material, permeten així que les llavors de densitat elevada caiguin per gravetat al sistema de recol·lecció final.

La transmissió de força en els tractors es pren des de la toma de força d'aquest la qual gira a 540 revolucions per minut, i les oscil·lacions dels garbells han d'estar compreses entre els rangs de 200 a 300 oscil·lacions per minut. Així doncs, es pensa en realitzar una reducció de d'engrenatges aconseguint així que els garbells treballin a les oscil·lacions desitjades.

Finalment, cal afegir que els garbells oscil·lants són de geometries molt diferents i diverses, depenent del gra a recol·lectar. S'ha pensat en un sistema el més senzill possible aconseguint així abaratir el procés de fabricació i de muntatge, pensant que per a la correcta funció del sistema és suficient.

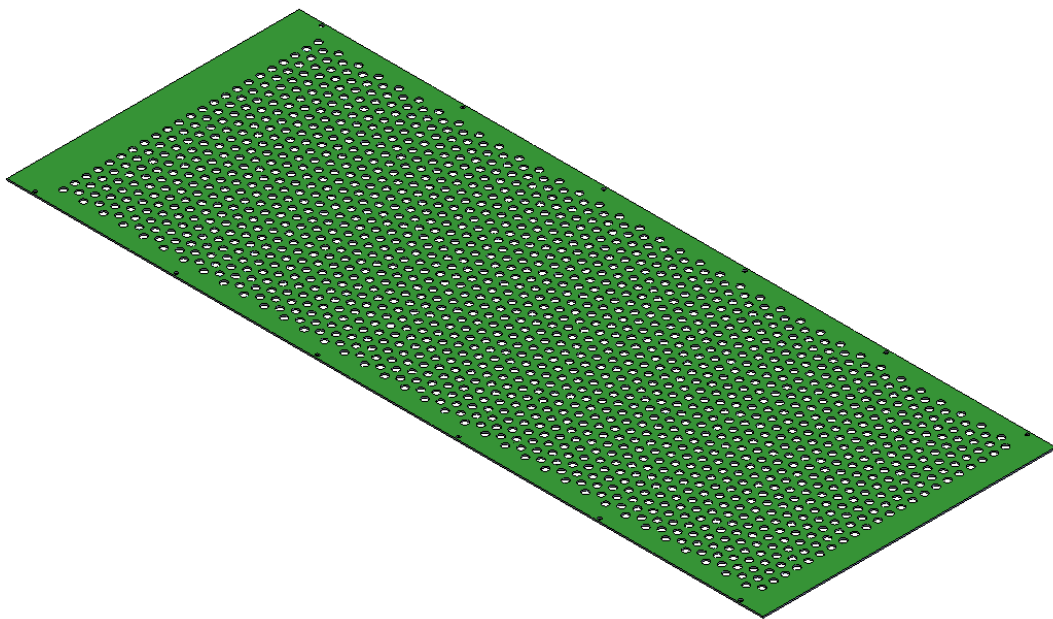


Fig. 6.10. Disseny del crivell inferior



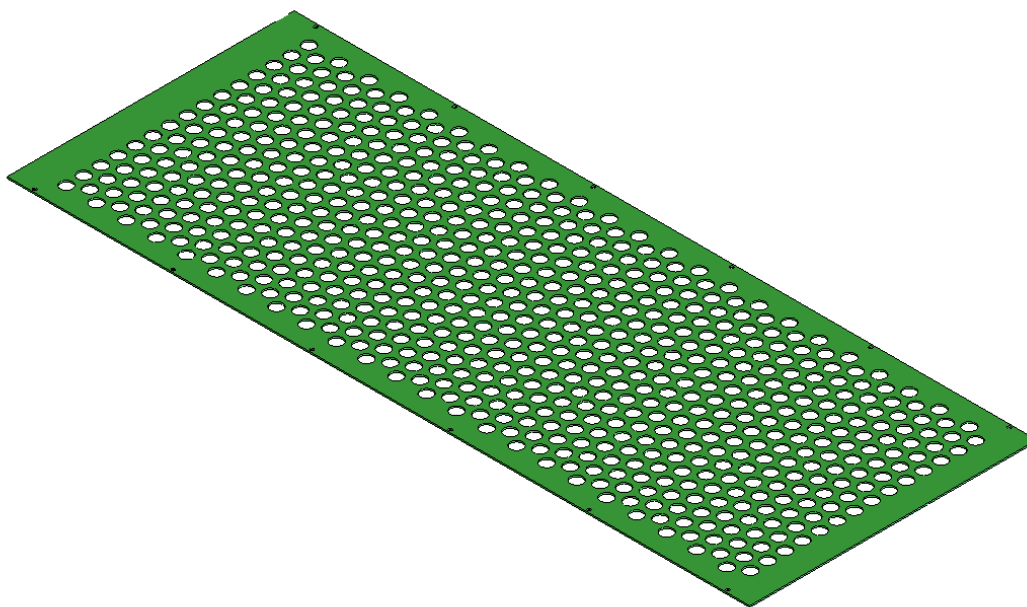


Fig. 6.11. Disseny del crivell superior

6.3.2. Modelització cinemàtica i accionament dels garbells oscil·lants

Els garbells oscil·lants van accionats mitjançant un grup biela-manovella, el qual s'encarrega de transformar el moviment circular en lineal i oscil·lant. Aquest tipus de sistema és el que s'utilitza gairebé sempre per l'accionament dels garbells, per la seva simplicitat i baix cost de fabricació i muntatge. A continuació s'analiza el model cinemàtic teòric d'aquest mecanisme per tal d'extreure els desplaçaments, velocitats i acceleracions que experimenten els garbells, per tal de poder estudiar posteriorment la potència necessària d'accionament. A la figura 6.12. es mostra el mecanisme pistó-biela-manovella esquematitzat en un cas genèric.

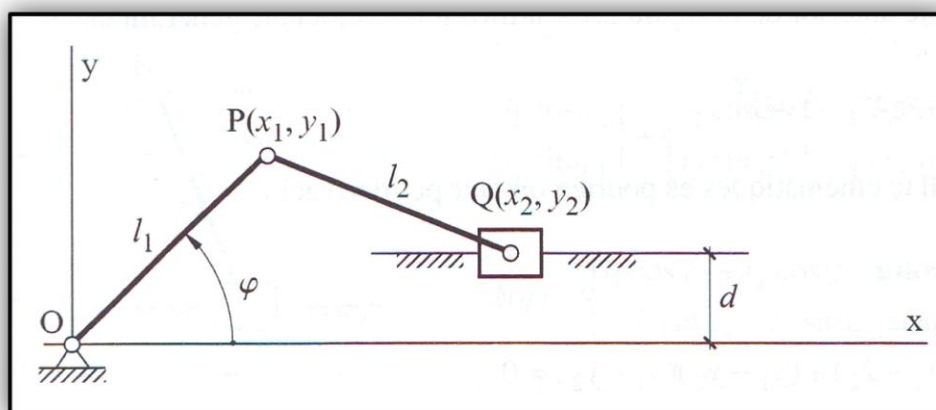


Fig. 6.12. Mecanisme pistó-biela-manovella [15]



El mecanisme emprat en la present màquina segueix el model genèric representat a la figura anterior, però quan la distància d és nul·la. Per tant, la posició dels garbells, suposats acoblats en el punt Q, queda determinada a partir de la longitud de la manovella (l_1), de la longitud de la biela (l_2) i de l'angle girat de la manovella (φ).

Tenint present que la manovella té un radi l_1 , la biela una longitud l_2 (on s'ha d'acomplir que $l_2 \geq 2l_1$) i que la manovella gira a una velocitat angular ω , la posició dels garbells respecte del punt O queda determinada a partir de la següent expressió:

$$x = l_1 \cdot \cos\varphi + \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \cdot \sin^2 \varphi} \quad (\text{Eq. 6.14})$$

Però interessa modelar el moviment dels garbells per a cada instant de temps, i no pas el moviment relatiu d'aquests respecte el punt O. Aquest moviment es pot assimilar a una ona sinusoidal d'amplitud el radi de la manovella i de freqüència ω , tenint present que aquests han de girar entre unes 200 a 300 oscil·lacions per minut. D'aquesta manera es pot expressar el moviment dels garbells tal i com s'indica a l'equació 6.15.

$$x(t) = r \cdot \sin\left(w \cdot t + \frac{\pi}{2}\right) = r \cdot \cos(w \cdot t) \quad (\text{Eq. 6.15})$$

Com s'observa a l'equació anterior, la màxima posició assolida pels garbells s'obté quan el cosinus pren per valor la unitat, essent el valor màxim d'aquesta posició r . En el cas contrari, el valor mínim de la posició assolit pel conjunt, es produeix quan el cosinus pren per valor la unitat canviada de signe, essent aquesta $-r$.

D'aquesta manera, derivant la posició respecte del temps es pot obtenir l'expressió de la velocitat tal i com s'indica a l'equació 6.16.

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = -r \cdot w \cdot \sin(w \cdot t) \quad (\text{Eq. 6.16})$$

En el cas de la velocitat, aquesta pren per valor zero en dos instants determinats de temps, just en els dos punts morts del conjunt dels garbells i assolint dos punts de màxima velocitat en la oscil·lació completa, tant a la baixada com a la pujada.

Finalment, derivant la velocitat respecte del temps es pot obtenir l'expressió de l'acceleració tal i com s'indica a l'equació 6.17.

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -r \cdot w^2 \cdot \cos(w \cdot t) \quad (\text{Eq. 6.17})$$



Per tant, a partir de les equacions anteriors queda completament determinat el model cinemàtic del sistema. D'aquesta manera, coneixent els diferents paràmetres propis del mecanisme d'accionament, es pot determinar per a cada instant de temps com està evolucionant el sistema.

Segons cita bibliografia [1], el radi de la manovella que es sol prendre per l'accionament dels garbells, sol estar comprès entre 4 i 10 cm. Considerant aquest criteri com a bo, es pensa en dissenyar l'accionament mitjançant una roda descentrada, que fa les funcions de manovella, prenent-la amb un radi de 50 mm. Finalment, considerant que en les explotacions agrícoles es solen prendre mecanismes prou reforçats, es considera una bona solució i prou resistent prendre una ròtula, fent les funcions de la biela. Pel correcte funcionament del sistema, cal que la ròtula faci el doble o més en longitud que el radi de la manovella, així doncs, es pren una llargària de ròtula suficient per al bon accionament.

6.3.3. Potència necessària de crivellat

Degut al tipus d'accionament dels crivells, format per un grup biela-manovella, aquests oscil·len endavant i enrere i la seva potència instantània varia al llarg del cicle d'oscil·lació. En aquest sentit, la força necessària per accionar-los també varia per cada instant d'angle girat per la roda excèntrica durant els trams d'anada i de tornada. Per aquest motiu el parell al que es veu sotmès la roda excèntrica també varia.

Si fem el balanç energètic del sistema podem dir que el treball necessari per accionar els crivells ha de ser igual al treball que ha de fer la manovella o roda excèntrica (menyspreant la inèrcia de la ròtula ja que es considera de massa petita enfront la massa dels crivells), arribant a la igualtat que es mostra a l'equació (Eq. 6.18).

$$F(t) \cdot v(t) = \Gamma(t) \cdot \omega_{manovella} \cdot \eta_{transmissió} \quad (\text{Eq.6.18})$$

On $F(t)$ és la força necessària d'accionament dels crivells en cada instant de temps, $v(t)$ és la velocitat dels crivells en cada instant de temps, $\Gamma(t)$ és el parell que realitza la manovella en cada instant de temps, $\omega_{manovella}$ és la velocitat angular de la manovella i $\eta_{transmissió}$ és el rendiment de la transmissió manovella i ròtula suposada en un 95%.

La velocitat dels crivells s'ha descrit en l'apartat 6.3.2. on s'ha realitzat la modelització cinemàtica d'aquests aproximant la seva cinemàtica a una ona sinusoidal. Però cal conèixer la força d'accionament dels crivells en cada instant de temps.

D'altra banda cal tenir present que els crivells van accelerats (veure equació 6.17) apareixent així la força d'inèrcia de D'Alembert o resistència que el cos oposa a ser accelerat ($F_{inèrcia} = m \cdot a$). Així doncs, en l'estudi de forces dels crivells cal afegir aquesta força reactiva



que s'oposa al moviment. Per tant, coneixent la massa dels crivells, es pot determinar la força d'inèrcia i la força de fregament, podent realitzar l'estudi de forces corresponent del sistema de crivellat.

Coneixent els diferents paràmetres que actuen en el sistema de crivellat es pot escriure la força d'accionament dels crivells tal i com s'indica en la següent equació per a cada instant de temps:

$$F(t) = m_{\text{crivells}} \cdot a(t) + \mu \cdot m_{\text{crivells}} \cdot g \quad (\text{Eq.6.19})$$

On m_{crivells} és la massa dels crivells, $a(t)$ és l'acceleració per a cada instant de temps, μ és el coeficient de fricció de les guies i g és la gravetat.

Com es pot observar per a cada angle girat de la roda excèntrica i instant de temps, $F(t)$ va variant el seu valor, essent aquest del tot fluctuant. Per tant, el parell que ha de transmetre la roda excèntrica també varia i és fluctuant. D'aquesta manera es pot escriure el parell que ha de transmetre la roda excèntrica com:

$$\Gamma(t)_{\text{roda}} = \frac{F(t) \cdot v(t)}{\omega_{\text{roda}} \cdot \eta_{\text{transmissió}}} \quad (\text{Eq.6.21})$$

Per tal de veure com evolucionen la força d'accionament dels crivells i el parell a transmetre de la roda excèntrica s'adjunta en els annexes mitjançant una fulla excel i gràfics els diferents valors d'aquests per a cada instant de temps.

Finalment, degut a la oscil·lació del parell torsor que es genera es decideix dissenyar la roda excèntrica de tal manera que faci les funcions de volant d'inèrcia i poder absorbir així l'ona produïda.

A continuació es tabulen els paràmetres principals de funcionament escollits del sistema de crivellat reduïts a l'eix d'accionament d'aquests:

	Paràmetre	Valor [Unitats]
Radi de manovella	r_m	0,05 [m]
Velocitat angular mitjana	ω_m	270 [rpm]
Massa dels crivells	m_c	102,75 [kg]
Parell màxim cedit pel volant	Γ_{volant}	108,50 [Nm]
Parell cedit pel motor	Γ_{motor}	4,05 [Nm]
Potència necessària pel motor	P_{motor}	114,50 [W]

Taula 6.9. Paràmetres de funcionament dels crivells



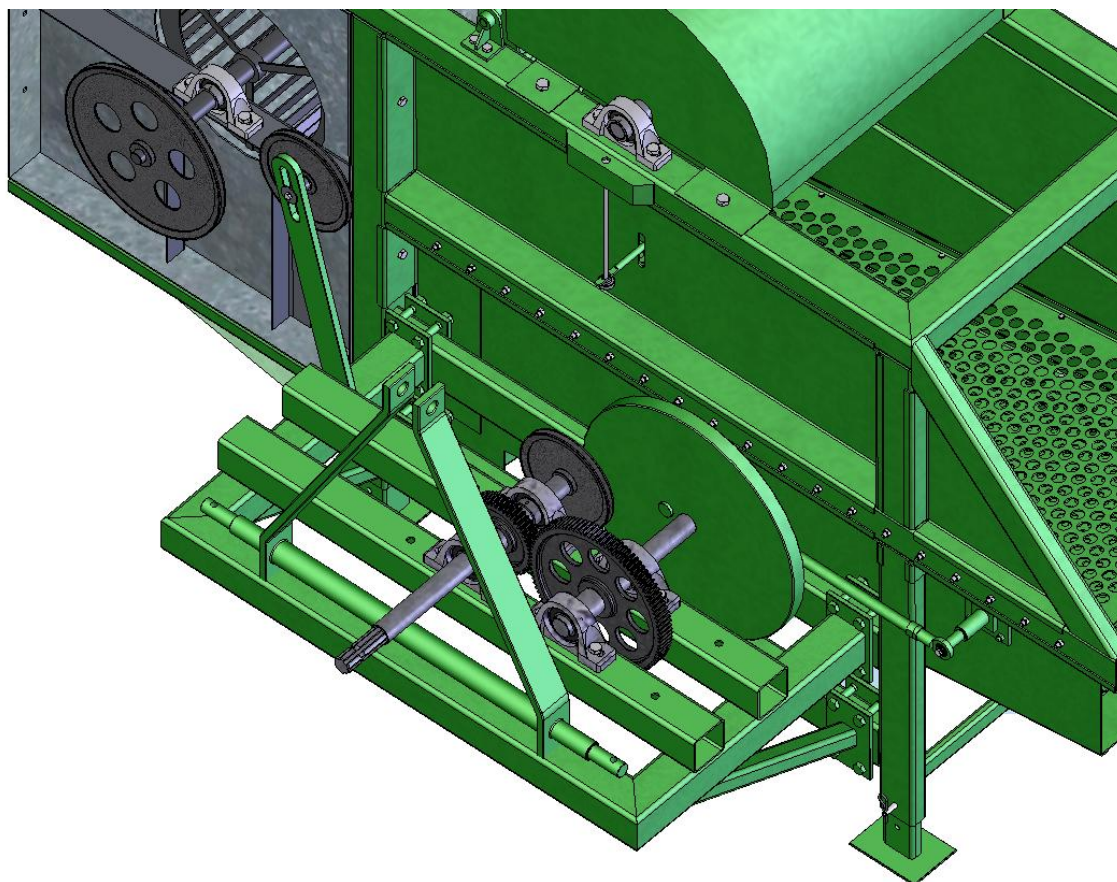


Fig. 6.13. Subconjunt bastidor

6.4. Sistema de ventilació

L'objectiu d'aquest sistema de neteja, ubicat a la part posterior dels garbells oscil·lants i a la part inferior del sistema d'alimentació, és evacuar les tiges, beines i fulles seques que conformen la palla i evacuar també les petites impureses com poden ser la pols i grans de sorra o terra que puguin estar en suspensió. Segons cita bibliografia [1], aquest sistema es fonamenta en el principi de la separació de partícules en suspensió mitjançant una corrent d'aire que s'emporta i transporta aquestes partícules a la zona de descàrrega d'impureses. En aquest sentit, cal doncs determinar el cabal d'aire necessari, la velocitat necessària per transportar les partícules a la zona de descàrrega, la pressió necessària i les pèrdues de càrrega produïdes en el conducte rectangular de xapa en el qual hi van instal·lats els garbells oscil·lants, per tal d'estimar la potència necessària i escollir així un ventilador adient.



Finalment, cal afegir que en el procés de selecció es faran en tot moment estimacions, hipòtesis i es sobredimensionarà en la mesura del possible, tenint molt present que es fa difícil teoritzar i afinar en aquests tipus de sistemes de neteja, on el que determina el seu òptim disseny són els assajos i l'experiència real, ja que el procés és molt irregular. Caldria doncs, assegurar aquests valors posteriorment, mitjançant el correcte equip d'assaig i confirmar els valors.

6.4.1. Propietats físiques de l'aire

Per a la correcta caracterització del procés de ventat és important definir les condicions de funcionament de la màquina objecte d'estudi. En aquest sentit es fa la hipòtesis que la màquina funcionarà en tot moment en condicions atmosfèriques normals, estimació prou propera a la realitat, les quals són 1 atm i 20°C. A la taula 6.10 es mostren les propietats de l'aire en aquestes condicions.

	Valor [Unitats]
Viscositat, μ	1,81E-5 [kg/(m·s)]
Densitat, ρ	1,20 [kg/m ³]
Viscositat cinemàtica, ν	1,51E-5 [m ² /s]

Taula 6.10. Propietats físiques de l'aire [12]

6.4.2. Determinació de la velocitat i el cabal d'aire necessari

La velocitat de l'aire necessària per al disseny ha de ser tal que garanteixi l'arrossegament de la palla i permeti que el gra caigui per gravetat per tal de poder ser recollit i ensacat posteriorment. Per al càlcul de disseny, cal determinar la velocitat d'arrossegament dels grans o llavors, velocitat crítica, necessària i suficient per assegurar l'arrossegament de la palla i els grans de sorra i per ser poc pràctic el càlcul de la velocitat d'arrossegament de les partícules generades en la trilla. Aquest fet es justifica ja que la densitat del gra és major que la densitat de les beines i inclús molt major que altres impureses com fulles, tiges o pols. Es consideren aquestes premisses per a triar aquesta velocitat.

Prenent de nou la mongeta del Ganxet com a referència i considerant que la forma geomètrica tendeix a ser ovalada, es realitzaran els càlculs aproximant la seva geometria a una esfera, per tal d'aconseguir major simplicitat en el moment de calcular. En la taula 6.11 s'indiquen les dades estimades mitjanes d'una llavor o gra que es prenen per als càlculs de disseny i elecció del ventilador.



	Diàmetre [m]	Àrea [m ²]	Pes [g]	Densitat [kg/m ³]
Llavor de Ganxet	0,005	1,963E-5	0,450	815

Taula 6.11. Dades mitjanes estimades per a una llavor de mongeta del ganxet

El fonament de la separació de partícules està basat en que una partícula sotmesa a una corrent d'aire està afectada per una força en la direcció del flux. D'aquesta manera, quan la partícula objecte d'estudi es troba en equilibri amb el flux d'aire es compleix que el pes d'aquesta partícula és igual a la força mínima de sustentació de la llavor.

La força de sustentació o arrossegament F_a es determina en funció dels coeficients adimensionals de resistència a l'avanç i sustentació, segons es mostra a l'equació (6.22).

Aquests coeficients depenen del medi en els quals es troba la partícula, essent per a cada tipus de flux o fluid variables (oli, aire, etc.). La determinació d'aquests coeficients es fa de manera experimental determinant-se per a les geometries més usuals que es poden trobar i en els medis o fluids més freqüents també. L'aire és un dels fluids més estudiats en la branca de la mecànica de fluids, de manera que es poden trobar amb certa facilitat tabulades les dades referents a aquests coeficients en llibres o vademecums. En el cas del coeficient adimensional de resistència a l'avanç en l'aire, es troba de manera gràfica segons els Reynolds (Re) com es pot observar en la figura 6.14. extreta de bibliografia.

$$F_a = A_g \cdot p_a \cdot C_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho_a \cdot A_g \cdot v^2 \quad (\text{Eq. 6.22})$$

On:

F_a és la força de sustentació o arrossegament (N)

p_a és la pressió dinàmica de l'aire (N/m²)

A_g és l'àrea transversal del gra afectada pel corrent d'aire (m²)

C_D és el coeficient de resistència de les partícules en el medi en que es troben (aire)

v és la velocitat de l'aire (m/s)

ρ_a és la densitat de l'aire (kg/m³)



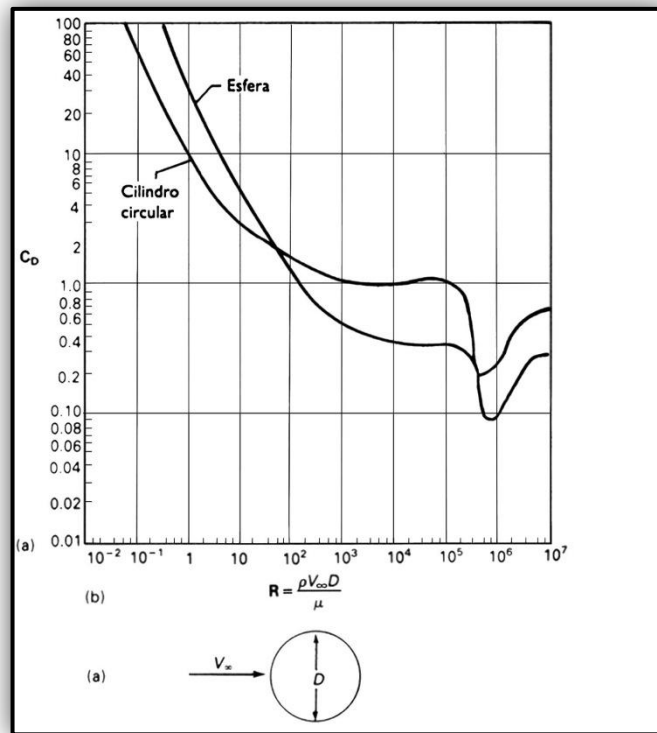


Fig. 6.14. Gràfic del coeficient C_D per a una esfera en funció del Reynolds

Com s'observa en el gràfic anterior, el coeficient d'arrossegament C_D , depèn clarament del Reynolds. En el cas de la màquina que s'estudia, no es coneix a quins Reynolds treballa, ni tampoc es té la certesa de quin coeficient C_D és l'adequat. De totes maneres, es coneix l'expressió de Reynolds que es mostra a l'equació 6.23.

$$Re = \frac{D_g \cdot v}{\nu} \quad (\text{Eq. 6.23})$$

On D_g és el diàmetre de la partícula o gra en m, ν és la viscositat cinemàtica de l'aire en condicions normals en m^2/s i v és la velocitat de l'aire en m/s.

El gra o llavor seria emportat pel sistema de ventilació quan la força d'arrossegament (F_a) fos igual o major al propi pes de la partícula (P_g), on el pes de la partícula es pot estimar com la massa del gra o llavor multiplicat per la gravetat. S'imposa la condició d'igualtat en la que la força d'arrossegament és igual al propi pes de la partícula. Quan la velocitat relativa entre el gra i l'aire sigui igual a la velocitat d'arrossegament, la llavor es veuria arrossegada. Llavors, igualant velocitats s'arriba a l'expressió o equació 6.24 segons bibliografia [12], en el cas de partícules esfèriques.



$$\frac{\text{Re} \cdot \nu}{D_g} = \sqrt{\frac{4 \cdot g \cdot D_g \cdot (\rho_g - \rho_a)}{3 \cdot \rho_a \cdot C_D}} \quad (\text{Eq. 6.24})$$

Al no conèixer el número de Reynolds ni el coeficient d'arrossegament, es decideix emprar el mètode d'assaig i error, per a diferents valors dels dos paràmetres, considerant-los correctes quan es compleixi la igualtat de l'equació 6.24 en un marge prou aproximat, sabent que els coeficients d'arrossegament en Reynolds turbulents (condició de treball de la màquina) són propers a 0,5. Es realitza el càlcul en una fulla d'Excel adjuntada als annexos.

Un cop realitzades les iteracions corresponents queden determinats tots els paràmetres, obtenint per a un nombre de Reynolds mínim de 3119 i un coeficient de resistència a l'avanç de 0,5, una velocitat límit d'arrossegament d'una llavor de mongeta del Ganxet de 9,42 m/s. Evidentment, els càlculs de ventilació que es realitzen són purament teòrics, essent impossible determinar amb seguretat els paràmetres reals de funcionament. A la taula 6.12 es resumeixen els valors de velocitats límits d'arrossegament dels diferents tipus de partícules segons bibliografia [1], complementades amb les dades teòriques analitzades de les llavors de mongeta del Ganxet. Cal remarcar, que aquestes velocitats es determinen de manera experimental i amb assajos que permeten millorar els sistemes de ventilació. En les màquines combinades sovint s'empren deflactors o altres complements, que permeten canalitzar molt millor l'aire i s'adapten a les necessitats de cada tipus de gra que es bat.

	Rang de velocitats
Blat, civada i avena	Entre 5 m/s i 9,5 m/s
Palla (fulles, tiges, etc)	Entre 2 m/s i 6 m/s
Partícules de pols	Entre 1,5 i 2,5 m/s
Mongeta del Ganxet	9,42 m/s

Taula 6.12. Velocitats límits d'arrossegament de diferents partícules en el batut

A partir de les dades tabulades es pot fer una estimació propera de les velocitats d'aire necessàries per a la correcta neteja per ventat, sense que aquest flux s'emporti el gra. Cal tenir present que la màquina està plantejada per al cultiu de tot tipus de llegums, però és fàcilment demostrable (a partir del mètode de càlcul que s'ha seguit anteriorment) que per a la resta de llegums tampoc hi ha toleràncies estretes per a les velocitats d'aire que ha de subministrar el ventilador.

Com mostra la taula 6.12, i prenent aquests valors com a fiables, es pot arribar a la conclusió que per tal d'eliminar tots els residus (pols, palla, etc.) sense que els grans de les llegums siguin arrossegats i emportats amb el corrent d'aire, velocitats de 8 m/s són prou ajustades. Es podria prendre un valor de velocitat més alt per assegurar el correcte ventat,



però es suposa una velocitat de disseny de l'aire del ventilador de 8 m/s suficient per a la correcta neteja, considerant que és una velocitat prou majorada. Ja que la tolerància no és estreta, es pren aquest valor com a bo, assegurant així el marge de funcionament del ventilador, tan a l'alça com a la baixa.

Un cop doncs demostrada la velocitat de treball necessària i suficient, que serveix de disseny per al càlcul del ventilador, es pot determinar el cabal d'aire que aquest haurà de subministrar. El cabal d'aire necessari es calcula a partir de la superfície perpendicular al flux d'aire que el ventilador escombra.

D'aquesta manera coneixent la superfície que escombra el ventilador calculada a partir de la boca de sortida d'aquest i la velocitat de disseny, es determina el cabal que ha de subministrar segons la següent expressió:

$$Q = A \cdot v \quad (\text{Eq. 6.25})$$

6.4.3. Modelització teòrica de pèrdues de càrrega amb partícules suspeses

Per determinar el punt de treball del ventilador, cal determinar les pèrdues de càrrega que aquest experimenta en el procés de ventat o pressió necessària. Les pèrdues de càrrega produïdes en el sistema de neteja són difícils de quantificar de manera precisa degut a que és un procés del tot irregular i difícil d'estudiar de forma teòrica. Això es justifica veient que als garbells hi ha friccions amb el gra i la palla, que al estar foradats i al ser oscil·lants presenten friccions variables amb l'aire i que, al haver-hi sòlids en suspensió, aquests també produeixen pèrdues difícils de determinar. Per tant, caldria determinar el punt òptim de treball del ventilador de manera experimental i caldria realitzar assajos reals per tal de poder conèixer amb exactitud el punt de funcionament idoni.

El flux d'aire en un ventilador es produeix perquè es crea una diferència de pressió entre dos punts del sistema que s'està ventilant. Per aconseguir aquesta diferència de pressió, cal entregar una energia al sistema, que es consumeix en superar les pèrdues de càrrega.

En el cas objecte d'estudi, el ventilador treballa a sobrepressió ja que recull l'aire a una certa pressió i l'eleva a una pressió més alta. Siguin p_1 i p_2 les pressions totals a l'entrada i a la sortida del rotor, respectivament, cadascuna d'aquestes pressions és la suma d'una pressió estàtica i d'una pressió dinàmica, expressant-se ambdues com es mostra en les següents equacions:

$$p_1 = p_{1e} + \frac{\rho_a \cdot v_1^2}{2g} \quad (\text{Eq. 6.26})$$



$$p_2 = p_{2e} + \frac{\rho_a \cdot v_2^2}{2g} \quad (\text{Eq. 6.27})$$

Tenint present que la pressió a l'entrada del ventilador correspon a la pressió atmosfèrica es compleix que $p_1=0$ i $v_1=0$ (pressió relativa). Així doncs, l'increment de pressió necessari que haurà d'efectuar el ventilador es pot expressar com:

$$\Delta p = p_{2e} + \frac{\rho_a \cdot v_2^2}{2g} \quad (\text{Eq. 6.28})$$

On el primer terme correspon a la pressió estàtica necessària per vèncer les pèrdues de càrrega estàtiques i el segon terme és la pressió dinàmica produïda per la descàrrega del ventilador.

La modelització teòrica de les pèrdues de càrrega que experimenta un flux d'aire amb transport de sòlids en suspensió en un circuit es detalla al llibre "*Fan engineering*" de la Buffalo Forge Company [11]. Considerant aquest model com el més aproximat al cas d'estudi, serà el que s'emprarà per al càlcul del ventilador. Es distingeixen tres tipologies de fluxos fonamentals: de partícules, de manyocs i de coàguls. Segons s'explica a bibliografia [1], d'aquestes tres tipologies la que més s'ajusta i és més adient en les màquines de batre estacionàries és la del flux de partícules.

A continuació es detalla i s'explica el model teòric emprat per al càlcul de la pressió necessària del ventilador.

- **Pèrdues de càrrega dinàmiques en el cas de l'aire:**

Es pren com la càrrega dinàmica en la descàrrega del ventilador i és funció únicament de la velocitat de l'aire. No és una pèrdua de càrrega estrictament parlant, tan mateix, la pressió dinàmica del sistema cal computar-la com una pèrdua, ja que l'energia cinètica de l'aire és descarregada i dissipada a l'atmosfera. Es calcula segons l'equació 6.29.

$$\Delta H_d^a = \frac{\rho_a \cdot v^2}{2g} \quad (\text{Eq. 6.29})$$



- **Pèrdues de càrrega estàtiques en el cas de l'aire:**

Les pèrdues de càrrega estàtiques estan formades per les pèrdues de càrrega lineals o friccional i les pèrdues de càrrega singulars. A continuació es detalla cadascuna d'elles.

- Pèrdues de càrrega lineals:

Les pèrdues lineals produïdes per les friccions de l'aire es determinen seguint la metodologia citada al "*Vademecum de mecànica de fluids y màquines hidràulicas*" [13] on es tabulen tots els paràmetres que es fan servir actualment per quantificar les pèrdues produïdes per les friccions de l'aire en conductes.

Les pèrdues de càrrega lineals en tubs de secció circular es determinen segons les fórmules del tipus Darcy-Weisbach, on es determina el coeficient de frec λ a partir de l'àbac de Moody, mitjançant les rugositats relatives tabulades del conducte i dels Reynolds. (Veure annexos adjunts)

$$\text{Re} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (\text{Eq. 6.30})$$

$$\Delta H_e^l = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Eq. 6.31})$$

- Pèrdues de càrrega singulars:

Són produïdes pel diferents tipus de singularitats a les que es veu sotmès el flux d'aire, com poden ser canvis de direcció del flux, entrades i sortides de l'aire al sistema, bifurcacions o unions de dos o més fluxos, obstruccions, canvis de secció, etc. Es calculen segons l'equació 6.32 on el coeficient de pèrdua ξ està determinat per cada tipus de singularitat.

$$\Delta H_e^s = \sum \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Eq. 6.32})$$

- **Pèrdues de càrrega produïdes pels sòlids transportats:**

Es quantifiquen a partir de l'equació 6.33 i 6.34 segons la metodologia citada al Fan Engineering pel suposat model de transport de sòlids en conductes. Es calculen a partir de les pèrdues per fricció de l'aire les quals s'han explicat anteriorment. Cal determinar el rati de sòlids en aire segons l'equació 6.35, així com el paràmetre K que depèn de la velocitat de l'aire segons es mostra a la taula 6.13, a partir de la qual s'extrapola el gràfic que segueix aquest paràmetre segons la figura 6.15. Finalment, l'acceleració del material requereix d'una pressió addicional la qual es calcula segons l'equació 6.36 en el cas de conductes horitzontals.



$$F = \frac{F_m}{F_a} = \frac{R}{K} + 1 \tag{Eq. 6.33}$$

$$F_m = F_a \left(\frac{R}{K} + 1 \right) \tag{Eq. 6.34}$$

$$R = \frac{Q_s \cdot \rho_s}{Q_a \cdot \rho_a} \tag{Eq. 6.35}$$

On:

F és el rati de fricció

F_m és la pèrdua per fricció deguda al material o sòlids

F_a és la pèrdua per fricció de l'aire sol

R és el rati de concentració de sòlids arrossegats en aire

K és una variable que depèn de la velocitat de l'aire

Q_s és el cabal volumètric de sòlids arrossegats

Q_a és el cabal volumètric d'aire injectat pel ventilador

ρ_s és la densitat de sòlids

ρ_a és la densitat de l'aire

Velocitat, fpm	2000	3000	4000	5000	6000
K	1,15	2,14	3,11	3,5	3,5

Taula 6.13. Valors de la constant K [11]

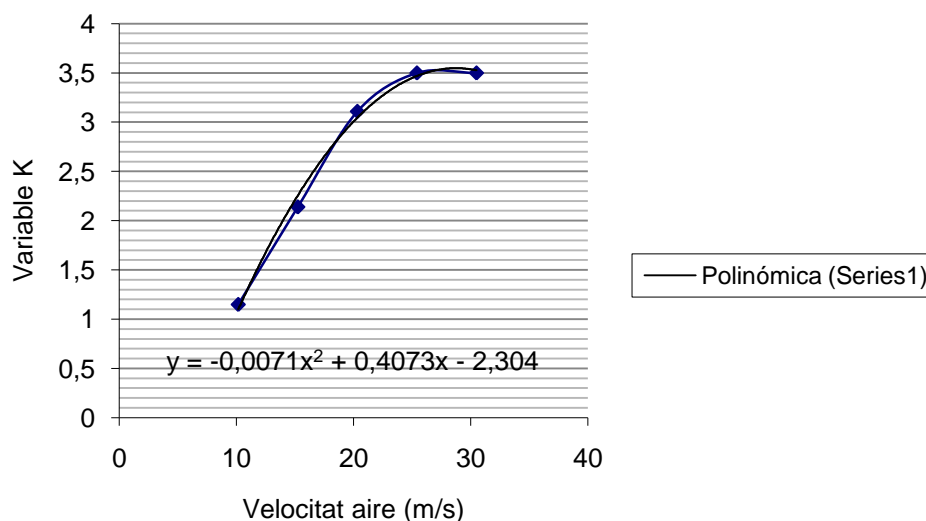


Fig. 6.15. Equació que segueix la variable K en funció de la velocitat de l'aire



$$F_{acc.} = 2,25 \cdot R \cdot p_d \quad (\text{Eq. 6.36})$$

On:

$F_{acc.}$ és la pressió perduda en l'acceleració del material

R és el rati de concentració de sòlids en aire

p_d és la pressió dinàmica de l'aire

6.4.4. Càlcul de la pressió necessària del ventilador

Per al càlcul de la pressió necessària del ventilador es segueixen un seguit de consideracions, hipòtesis i suposicions per tal d'aproximar-se el més fidelment possible al que passaria a la realitat. A continuació es detalla la metodologia seguida i les hipòtesis realitzades per al càlcul del ventilador.

- El conjunt format pels crivells es considera com dos conductes rectangulars de secció 605x150 mm i longitud 1700 mm.
- El coeficient de rugositat considerat és $\epsilon=0,001$.
- La superfície total ventada considerada es pren a partir de la boca del ventilador de baixa pressió seleccionat essent de 605x605 mm.
- Al tenir conductes rectangulars es considera el concepte de radi hidràulic en l'equació de Darcy quedant aquesta com $\Delta H_e = \lambda \cdot (L \cdot P / 4 \cdot A) \cdot (v^2 / 2g)$
- La velocitat de l'aire en tota la llargària del conducte es suposa constant i no es té en compte el despreniment de capa que aquest experimenta en la part superior de crivellat al desconèixer amb exactitud com es produiria.
- La distribució dels sòlids en els crivells es suposa homogènia en tota la secció que abraça el ventilador i es considera tan sols arrossegament de palla, suposant que aquesta és arrossegada en tota la llargària dels crivells. Per al càlcul del rati de concentració de sòlids es tindrà en compte doncs només el cabal de palla que entra al sistema de neteja.

A partir d'aquestes suposicions es tabulen totes i cadascuna de les pèrdues produïdes en la zona de crivellat.

- **Pèrdues de càrrega dinàmiques**

	Equació	Valors [Unitats]
Velocitat aire	v_a	8 [m/s]
Pèrdua càrrega dinàmica	$\Delta H_d = \rho_a \cdot v^2 / 2g$	3,91 [mmH₂O]

Taula 6.14. Pèrdues dinàmiques de l'aire



- Pèrdues de càrrega estàtiques

	Equació	Valors [Unitats]
Velocitat d'aire	v_a	8 [m/s]
Cabal aire conducte inferior	$Q_1 = a \cdot b \cdot v_a$	0,7164 [m ³ /s]
Nombre de Re conducte inferior	$Re_1 = v \cdot 4P / Av$	3,5E7
Pèrdua càrrega conducte inferior	$\Delta H_e = \lambda \cdot (L \cdot P / 4 \cdot A) \cdot (v^2 / 2g)$	0,42 [mmH ₂ O]
Cabal aire conducte superior	$Q_2 = a \cdot b \cdot v_a$	0,7164 [m ³ /s]
Nombre de Re conducte superior	$Re_1 = v \cdot 4P / Av$	3,5E7
Pèrdua càrrega conducte superior	$\Delta H_e = \lambda \cdot (L \cdot P / 4 \cdot A) \cdot (v^2 / 2g)$	0,42 [mmH ₂ O]
Factor majoració pèrdues estàtiques	$\Delta H_{e,tot} = 1,5 \cdot \Delta H_e$	1,26 [mmH₂O]

Taula 6.15. Pèrdues estàtiques de l'aire

- Pèrdues de càrrega per transport de sòlids

	Equació	Valors [Unitats]
Velocitat d'aire	v_a	8 [m/s]
Cabal d'aire total	$Q_a = a \cdot b \cdot v_a$	2,93 [m ³ /s]
Cabal volumètric de palla arrossegat	$Q_{v,p}$	3,7037E-2 [m ³ /s]
Rati de concentració sòlids en aire	$R = Q_{v,p} \cdot \rho_p / Q_a \cdot \rho_a$	0,16
Variable K	$K = -0,007v^2 + 0,407v - 2,304$	0,5
Pèrdua per fricció d'aire sol	F_a	1,26 [mmH ₂ O]
Pèrdua de fricció per material	$F_m = F_a(R/K + 1)$	1,66 [mmH₂O]

Taula 6.16. Pèrdues per material

- Pèrdues de càrrega per acceleració de material

	Equació	Valors [Unitats]
Pressió dinàmica aire	p_d	3,91 [mmH ₂ O]
Pèrdua acceleració material	$F_{acc} = 2,25 \cdot R \cdot p_d$	1,41 [mmH₂O]

Taula 6.17. Pèrdues per acceleració dels sòlids



- **Pèrdues de càrrega totals**

	Pèrdues càrrega	Valors [Unitats]
Pressió dinàmica	P_d	3,91 [mmH ₂ O]
Pressió per transport de material	P_m	1,66 [mmH ₂ O]
Pressió per acceleració material	$P_{acc.}$	1,41 [mmH ₂ O]
Pressió total	$P_t=(P_d+P_m+P_{acc.})$	6,98 [mmH₂O]

Taula 6.18. Pèrdues de càrrega totals

6.4.5. Paràmetres de funcionament del ventilador seleccionat

Com s'observa la pressió necessària per ventar és molt baixa, quedant demostrat doncs que els ventiladors més adients per aquests tipus d'aplicacions són els ventiladors centrífugs de baixa pressió, com el seleccionat en aquest cas.

El ventilador seleccionat per a la present màquina és un BVCR 51/51 (20/20) de la casa Casals essent del tot suficient i fent-lo treballar en el punt de pressió i cabals obtinguts en els apartats anteriors. A partir d'aquests dos paràmetres s'obtenen la resta de paràmetres necessaris pel bon disseny i funcionament de la màquina.

A continuació es tabulen els paràmetres de funcionament del ventilador:

Ventilador BVCR 51/51 (20/20)	Paràmetre	Valor [Unitats]
Cabal d'aire	Q_a	10542 [m ³ /h]
Pressió	P	7 [mmH ₂ O]
Potència absorbida	P_{abs}	0,5 [kW]
Revolucions per minut	n^{-1}	300 [rpm]
Rendiment	η	48%
Nivell sonor	LwA	70 dB(A)

Taula 6.19. Paràmetres de funcionament del ventilador

Malgrat aquest punt de funcionament del ventilador ha estat calculat de manera teòrica i caldria assegurar-lo fent assajos reals, es considera com a un punt de treball representatiu i prou proper a la realitat com per dissenyar la present màquina a partir dels paràmetres obtinguts.



Posteriorment, caldria dissenyar un prototip de la màquina, corroborar aquests valors i ajustar el ventilador (si fes falta) a un punt de treball òptim. De totes maneres, considerant que les toleràncies no són estretes i tenint present que sempre s'ha pensat en dissenyar-lo per a velocitats altes per assegurar l'arrossegament d'impureses cal pensar que a priori funcionaria correctament per a aquesta aplicació estudiada i pel tipus de màquina plantejada.

6.5. Selecció de l'arbre Cardan

Un cop s'ha determinat la potència de cadascun dels elements de treball principals de la màquina ja es pot calcular la potència reduïda a la toma de força (TdF). De la toma de força del tractor en surt la junta Cardan, l'eix principal accionador de tota la maquinària agrícola. A partir de les potències ja es pot seleccionar l'arbre Cardan necessari. L'eix cardànic està format per dues forquilles o juntes Cardan que transmeten el parell necessari i permeten un cert moviment o joc a l'hora d'accionar tota màquina. Les forquilles de les dues juntes Cardan han d'estar en el mateix pla per al correcte funcionament. La junta Cardan que s'utilitzarà serà de la casa Bondioli&Pavesi, les quals s'empren avui en dia en una gran quantitat de màquines accionades per tractor. A continuació es mostra la potència aproximada necessària per cada element principal de la màquina i la potència reduïda a l'eix principal d'accionament:

	Paràmetre	Valor [Unitats]
Potència del cilindre	P_{cilindre}	650 [W]
Potència del ventilador	$P_{\text{ventilador}}$	500 [W]
Potència de crivellat	P_{crivells}	115 [W]
Rendiment de les corretges	η_{corretja}	0,95
Rendiment dels rodaments	η_{rodament}	0,99
Rendiment dels engranatges	$\eta_{\text{engranatge}}$	0,99

Taula 6.20. Potències de cada element principal i rendiments de les transmissions

	Equació	Valor [Unitats]
Potència reduïda del cilindre	$P_{R,\text{cilindre}} = P_{\text{cilindre}} / ((\eta_{\text{corretja}})^2 \cdot \eta_{\text{rodaments}})$	727 [W]
Potència reduïda del ventilador	$P_{R,\text{ventilador}} = P_{\text{ventilador}} / (\eta_{\text{corretja}} \cdot \eta_{\text{rodaments}})$	531 [W]
Potència reduïda de crivellat	$P_{R,\text{crivells}} = P_{\text{crivells}} / ((\eta_{\text{rodaments}})^2 \cdot \eta_{\text{engranatge}})$	118 [W]
Potència total reduïda a l'eix Cardan	$P_{R,\text{Cardan}} = (P_{R,\text{cilindre}} + P_{R,\text{ventilador}} + P_{R,\text{crivells}})$	1376 [W]
Potència total majorada	$P_{R,\text{Cardan}}' = 1,5 \cdot P_{R,\text{Cardan}}$	2064 [W]

Taula 6.21. Potències de cada element principal reduïdes a l'eix Cardan



La potència total necessària aproximada per la màquina, potència que ha de subministrar el tractor, considerant uns rendiments no gaire elevats en les transmissions per corretja i majorada en un factor elevat per sobredimensionar el sistema s'estima en 2064 W aproximadament. Per al càlcul de les potències reduïdes a l'eix Cardan s'ha tingut present cada etapa de transmissió i el seu corresponent rendiment. Aquesta potència base genera el parell torsor necessari que ha d'aguantar en condicions de treball nominal l'eix cardànic de la màquina objecte d'estudi. Es seleccionarà l'eix cardànic a partir d'aquesta potència de treball nominal, tot i que cal esmentar, que en condicions d'arrencada es produeixen pics de parell elevats. Tot i així, les juntes homocinètiques Cardan disponibles aguanten potències molt més elevades que les calculades en el projecte.

Seguint les indicacions del fabricant de juntes homocinètiques Cardan Bondioli&Pavesi es selecciona un arbre Cardan identificat i compostat pel següent codi 7 10 1 056 CE 007 007.

El 7 fa referència al tipus de transmissió seleccionada essent per aquesta referència una transmissió estàndard. El codi 10 fa referència al tipus d'element telescòpic que porta incorporada la junta homocinètica Cardan essent per aquesta nomenclatura la del tipus tub triangular estàndard. El codi 1 indica la dimensió de l'arbre Cardan, essent aquest el més petit dels ofertats, el qual girant a 540 rpm (velocitat angular de disseny de la present màquina) pot transmetre potències de fins a 12 kW, potència molt major a la necessària per la màquina, la qual necessita tan sols 2,064 kW. La numeració 056 dona informació de la longitud de l'arbre mesurada des de les creuetes d'aquest. Finalment les numeracions 007 descriuen els tipus d'acoblament respecte el costat tractor i el costat màquina respectivament, essent la codificació 007 la corresponent als sistemes d'acoblament per a polsador i pensats per ser acoblats en perfils estàndard tipus 1. (Veure annexos corresponents per a informació més detallada dels arbres Cardan, els perfils de màquines i de tractors)



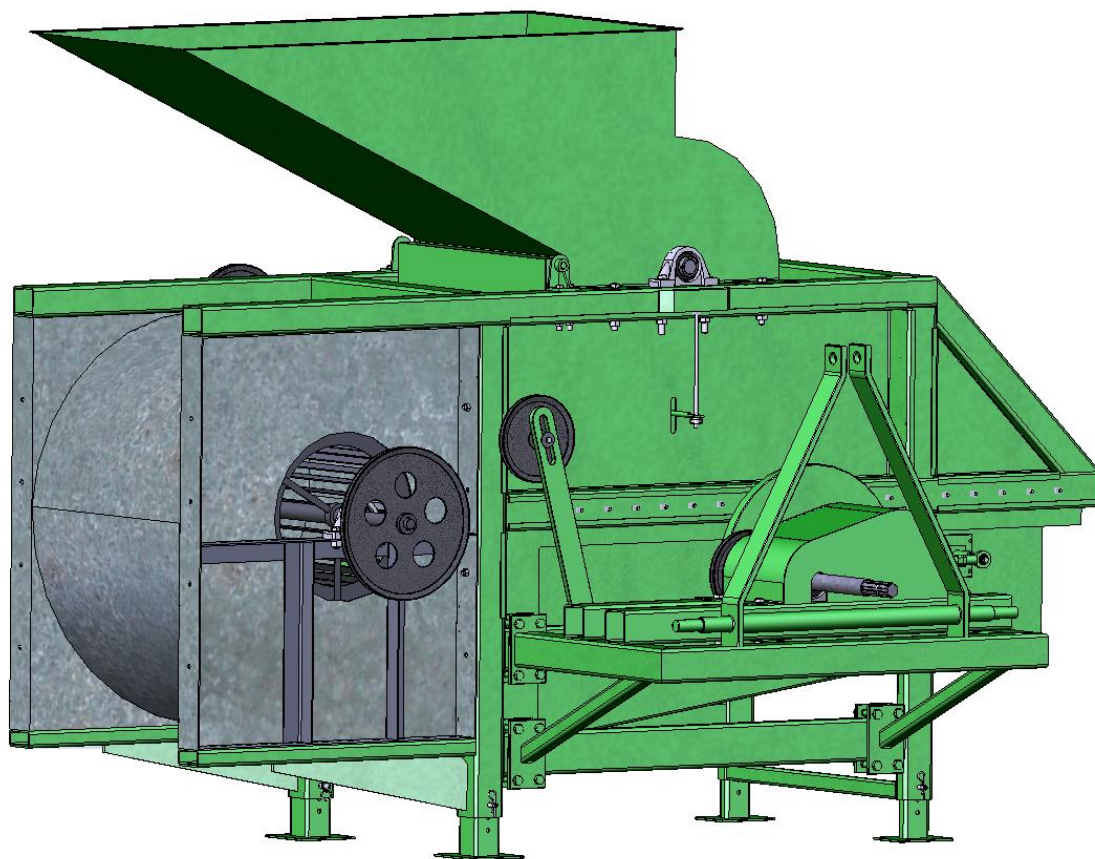


Fig. 6.16. Imatge de conjunt de la màquina



7. Aspectes de seguretat i mediambientals

En el disseny de maquinària, actualment cal tenir present dos aspectes molt importants, que són les consideracions de seguretat i els aspectes mediambientals. Cal complir la normativa actual de seguretat i reduir en la mesura del possible els possibles impactes mediambientals que aquesta pot ocasionar. A continuació és descriuen cadascun d'aquests aspectes de manera detallada.

7.1. Consideracions de seguretat

La maquinària agrícola, per les característiques que sol presentar, conté elements altament perillosos que sovint són causa de múltiples accidents. Usualment, va equipada amb transmissions, elements tallants, components giratoris d'alta inèrcia, peces d'elevat pes, cadenes, etc. La majoria d'aquests components representen un perill elevat per als usuaris responsables de l'ús de les màquines. En aquest sentit, actualment s'intenta protegir cada vegada més els elements més perillosos, malgrat en alguns casos no s'assegura una protecció total. Algunes màquines com poden ser les fresses dels sòls, les arades o llauradores, els remolcs o inclús el propi tractor, són ja de per si molt perilloses malgrat s'intenti protegir-les al màxim.

Per tal d'abordar la problemàtica deguda als freqüents accidents per aquests tipus de màquines agrícoles, actualment es segueix la normativa UNE-EN-1553, que regeix tots els requisits de seguretat que han d'acomplir les màquines del sector. D'altra banda, segons la tipologia de la màquina, com per exemple si aquesta ha de circular per carretera o no, s'estableixen altres normatives com equipament adequat de llums de fre, intermitents, no excedir l'ample de via, etc. La present màquina és d'ús estacionari i, en aquest sentit, es pensa que no s'haurà de desplaçar per carretera, quedant restringit així el seu ús a la pròpia explotació o superfície de conreu.

De totes maneres, tenint present la normativa de seguretat UNE-EN-1553, hi aspectes que cal complir. Segons normativa, en la maquinària agrícola cal protegir totes les parts mòbils de transmissió de potència; cal protegir els elements que, per les seves característiques de disseny, puguin suposar un perill per a l'usuari que els utilitza; i, finalment, cal que s'adapti, en la mesura del possible, a les necessitats de l'usuari sense que aquest pateixi en excés en la seva utilització.

D'altra banda, l'arbre Cardan i la toma de força del tractor, disposen de normativa específica pròpia de seguretat ja que no es consideren parts o components de la pròpia màquina.



7.2. Consideracions mediambientals

Un altre aspecte que cal tenir molt present en el disseny actual de màquines són les repercussions que aquestes poden tenir sobre el medi ambient. En aquest sentit, cal parar molta atenció en minimitzar qualsevol tipus d'impacte que pogués ésser produït pel mal disseny d'aquesta.

Les característiques de la present màquina no són excessivament crítiques pel que fa als aspectes mediambientals. Aquesta no duu elements contaminants com podrien ser lubricants o olis i no té emissions tòxiques de cap mena. La màquina en funcionament i un cop dissenyada, doncs, és prou respectuosa amb el medi ambient. Tot i així, cal tenir en consideració tot el cicle de vida de la màquina des de la seva fabricació fins al seu desballestament analitzant els passos que es segueixen al llarg de tot el procés.

En el procés de fabricació de la màquina una bona metodologia a seguir és la reutilització de materials, com poden ser acers d'altres màquines velles o components que es poden reutilitzar. En al mesura del possible, cal que els materials no siguin contaminants com podrien ser pintures amb graus de toxicitat elevada. En aquest sentit, cal que els materials de certa toxicitat siguin recollits i abocats de manera controlada. D'altra banda, una bona praxis és intentar aprofitar al màxim els materials, de manera que no s'acumulin restos sobrants. Finalment, cal complir les normatives vigents en matèria mediambiental per a la fabricació i muntatge de màquines.

Mirant el cicle de vida de la màquina en funcionament, cal intentar en la mesura del possible evitar consums alts de potència, evitar sorolls i no fer servir en excés lubricants. La present màquina està dissenyada de tal manera que s'ajusta el més possible a aquests paràmetres, tot i que, per les característiques d'aquesta, no es pot afinar en excés.

Finalment, i pensant en el procés final de desballestat de la màquina, una bona pràctica a seguir és reciclar o recuperar tots els materials d'aquesta, per a una posterior reutilització. D'altra banda, és molt important també intentar recuperar les matèries tòxiques com podria ser la pintura i abocar-les de manera controlada.

A partir del disseny final obtingut, s'arriba a la conclusió que la màquina respecta prou el medi ambient i per a la seva llarga vida, ja que està prou sobredimensionada i no està sotmesa a grans esforços, es considera que compleix els requisits actuals en matèria mediambiental.



8. Conclusions

Primerament cal concloure que el projecte ha assolit els objectius que perseguia de bon començament, aconseguint així un disseny òptim i eficient de la màquina. Els resultats que s'han obtingut han estat el més fidels possibles a la realitat, acomplint els objectius, malgrat les mancances de tot projecte final de carrera.

S'ha aconseguit informació el més completa i detallada possible d'aquest tipus de màquines i s'ha aprofundit en cadascun dels mecanismes principals, millorant-la i afegint elements que la facin el més competitiva possible davant les exigències del mercat.

Respecte el disseny, cal dir que s'ha incidit de manera clara en el càlcul de cada part ben diferenciada de la màquina, demostrant així el correcte disseny d'aquesta i realitzant els estudis teòrics corresponents per tal d'aprofundir en el funcionament general i el detallat de cada element que la compon.

Pel que fa a l'aspecte d'ergonomia, s'ha aconseguit una màquina molt senzilla en el seu ús per als usuaris, facilitant doncs el treball per al qual està pensada.

Pel que fa als costos de fabricació, es considera que s'han reduït al màxim en la mesura del possible, ja que ha estat dissenyada a partir d'elements de sèrie i de peces fabricades expressament però d'un cost no gaire elevat. El seu disseny ha estat pensat perquè es pugui fabricar de la manera més senzilla possible i sense grans mecanismes complexes que encaririen el seu cost. Considerant que aquesta està pensada per a les petites i mitjanes explotacions agrícoles l'estudi econòmic demostra que aquesta és del tot viable.

D'altra banda, tenint present que la màquina treballa en condicions no gaire favorables en el medi en el que es troba, s'ha dissenyat pensant que el manteniment necessari sigui el mínim possible, necessitant tant sols lubricació en les guies del carro. Degut a les exigències a les que es veuen sotmeses aquestes màquines es considera que s'ha reforçat suficientment.

Pel que fa als aspectes de seguretat cal incidir en que s'han protegit els elements més perillosos d'aquesta aconseguint doncs una màquina prou segura.

Finalment, pel que fa als aspectes mediambientals s'ha aconseguit un disseny que respecta el medi ambient degut als processos de fabricació senzills que la caracteritzen, al seu servei ja que no presenta elements contaminants en el seu funcionament i a la seva vida útil, pensada per ser el més llarga possible.



9. Agraïments

Cal agrair molt especialment el suport i l'ajut d'algunes persones sense les quals no s'hagués pogut realitzar aquest projecte.

Primerament, voldria agrair al meu tutor Felip Fenollosa tota la paciència, el suport i la confiança que ha dipositat en mi, així com per suportar-me en els moments d'impaciència, i molt especialment per l'assessorament que m'ha dedicat en la realització d'aquest projecte durant els mesos que ha durat.

D'altra banda a en Jordi Martínez per confiar en mi i donar-me la oportunitat de realitzar aquest projecte final de carrera i molt especialment a en Joaquim Veciana pel molt que em va ensenyar, així com al departament d'enginyeria mecànica en general.

A en Ricard Sanchís, a en Carles Varela, a en Roger Donat, a la Maria Bernal així com a tants amics que m'han ajudat en la realització del projecte i al llarg de tots els anys de carrera.

A l'empresa de maquinaria agrícola Solà per la informació que m'han facilitat així com per l'ajut a l'hora d'omplir el buit d'experiència tant necessària al finalitzar la carrera.

Finalment, i molt especialment, a tota la meva família que durant tots aquests anys m'han donat suport en la finalització dels meus estudis. Sense tot el seu suport no hauria estat possible la finalització dels estudis ni del projecte final de carrera. D'altra banda voldria agrair tots els anys de treball al costat del meu pare des de ben petit, els quals em van servir per tenir contacte amb màquines i aprendre allò que els estudis no t'ensenyen.



10. Bibliografia

Referències bibliogràfiques

Llibres, articles, catàlegs, material informàtic i material obtingut a la xarxa:

- [1] ORTIZ-CAÑAVATE, J., MUÑOZ, J.A. Dres. Ingenieros Agrónomos Departamento de Ingeniería Rural de la Escuela T. S. De Ingenieros Agrónomos Universidad Politécnica de Madrid, *Técnica de la mecanización agraria*. Ediciones Mundi-Prensa, 1989, p. 399-419
- [2] CHAPARRO CASTRO, J.M. Profesor Asociado Departamento de Ingeniería Agrícola Universidad Nacional de Colombia, *Ingeniería e investigación*. Universidad Nacional de Colombia, 2002, p. 5-13. Revista Volum (36).
- [3] WILKINSON, R., BRAUNBECK, O. Organización de las Naciones Unidas para la agricultura y la alimentación, *Elementos de maquinaria agrícola*. Vol. 2, 1977
- [4] BRAGACHINI, M., MÉNDEZ, A., PEIRETTI, J. Ingenieros agrónomos, Cosecha de soja, *Proyecto agricultura de precisión*. INTA Manfredi, 2003
- [<http://www.agriculturadeprecision.org/siembCoseAlma/CosechaSoja.htm>, 27 de noviembre de 2007]*. *[URL, data de consulta].
- [5] UNIVERSIDAD DE CHILE. BIBLIOTECA DIGITAL DE LA UNIVERSIDAD DE CHILE.
- [http://mazinger.sisib.uchile.cl/repositorio/lb/ciencias_agronomicas/villar05/parte04/01-03.html, 27 de noviembre de 2007]*. *[URL, data de consulta]
- [6] JOHN DEERE IBÉRICA, S.A. Empresa de maquinaria agrícola.
- [<http://www.deere.com>, 27 de noviembre de 2007]*. *[URL, data de consulta]
- [7] LÓPEZ, J. A., VÁSQUEZ, J. H., *Diseño de una máquina trilladora estacionaria de granos*. Universidad Nacional Experimental del Táchira, San Cristóbal, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2005
- [8] SILVA, ERIKA, *Diseño y construcción de un sistema de adquisición y registro de la distribución de fuerza compresiva entre el individuo y una superficie de apoyo, utilizando el principio de interfase de presión*. Universidad Nacional Experimental del Táchira, San Cristóbal, 2003



- [9] SÁNCHEZ BELL, E. Dra. Ciències Biològiques, *Variabilitat de la mongeta Ganxet (Phaseolus vulgaris L.): determinació de tipologies i selecció de línies comercials*. UNIVERSITAT DE BARCELONA, Departament de Genètica, Facultat de biologia, 2003
- [10] BRAGACHINI, M., CASINI, C. Ingenieros agrónomos, *SOJA: Eficiencia de cosecha y costcosecha de granos*. INTA – PRECOP, Manual Técnico N°3, 2005
- [11] BUFFALO FORGE COMPANY, *Fan Engineering*. 8a Edició, 1983
- [12] WHITE, F. M. *Mecánica de fluidos*. Mc. Graw Hill, 2004
- [13] BOSSER, J. *Vademecum de mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. CPDA, 1997
- [14] AUTOR/S, *Mecànica de fluids*. TRANSPARÈNCIES. CPDA, 2000
- [15] CARDONA FOIX, S., CLOS COSTA, D. *Teoria de màquines*. EDICIONS UPC, 2000
- [16] RIBA i ROMEVA, C. *Mecanismes i màquines III. Dinàmica de màquines*. EDICIONS UPC, 2000
- [17] AYNETO GUBERT, X. *Inestabilidad elástica*. CPDA, 2000

Bibliografia complementària

- [18] CHEVALIER, A. *Dibujo industrial*. Limusa Noriega editores, 2002
- [19] FENOLLOSA, J., MARTÍNEZ, J. *Quadern CM2. Rodaments*. CPDA, 2002
- [20] AUTOR/S, *Quadern D4. Disseny de màquines per construcció soldada*. CPDA, 2000
- [21] SCHAEFFLER IBERIA S.L.
- [<http://www.schaeffler.es/content.schaeffler.es/es/index.jsp>, 13 de desembre 2007,]
.[URL, data de consulta]
- [22] LARBURU, N. *Máquinas prontuario*. Thomson, 2007
- [23] ROURE FERNÁNDEZ, F. *Momento torsor*. CPDA, 2000
- [24] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R. *Diseño en ingeniería mecánica*. McGraw Hill / Interamericana Editores S.A., México 2002

